REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



Faculté de Technologie
Département Génie Mécanique

Projet de fin d'études de Master

DOMAINE : Sciences et Technologie
FILIERE : Génie Mécanique
SPECIALITE : Construction Mécanique

Intitulé

Étude et conception d'une commande à renvoi d'angle

Proposé par : **Dr. YASSER CHIKER**
Dr. MOURAD BACHENE

Présenté par : **ZAKARIA AIT**
AYMEN BENAMMAR

Année universitaire 2021-2022

Remerciements

Nous remercions Allah, qui nous a guidés pour bien finir ce travail et nous adressons également nos vifs remerciements.

Nous remercions nos encadreurs ***Dr. BACHENE MORAD, DR. YASSER CHIKER Dr. SAIAH BERKANE****, pour son aide et ses conseils tout au long de la réalisation de ce projet de fin d'études.*

À nos parents qui ont fait beaucoup de sacrifices pour parfaire notre éducation, à nos frères et sœurs et à nos deux familles.

Aux ingénieurs de l'unité pompe POVAL de berrouaghia.

A tous les enseignants qui nous ont enseignés tout au long des nombreuses années de notre formation, de l'école primaire à la fin des études universitaires,

Nous remercions également tous nos amis et collègues qui Ont partagé avec nous cette étape de notre vie.

A tous ceux qui nous ont aidés à atteindre notre objectif.

Dédicace

<u>Je dédie ce projet :</u>

A mes très chers parents,

Que dieu me les garde et fasse qu'ils soient toujours fières de moi

A mes très chers frères,

Qui je souhaite la réussit et le bonheur dans leurs vies.

A ceux qui m'ont tant aimée et encouragé

A mes chers amis,

Pour leurs aides et support dans les moments difficiles

A tout ma famille.

الملخص

يتمثل عملنا في دراسة وتصميم آلية لنقل حركة الدوران الأفقي في حركة الدوران الرأسي، المعروفة باسم الإرسال الزاوي، من البيانات الأساسية لقوة المضخة وقوة الجرار وسرعة العمود، وسيكون تحكمنا مدفوعًا بمحرك جرار .C6806 الهدف من هذا التركيب وصول طاقة حركية للمضخة لاستخرج الماء من البئر لمختلف الاستعمالات.

الكلمات المفتاحية

سرعة الدوران- عزم الدوران – قوة – تروس – رد فعل – عائد – محامل – تشحيم

Abstract

Our work consists of studying and designing a mechanism to transmit a horizontal rotational movement into a vertical rotational movement, known as angle transmission, from the basic data of pump power, tractor power and shaft rotation speed, our control will be working by a tractor engine type C6806. The purpose of this installation is to reach the kinetic energy of the pump to extract water from the well for different uses.

Keyword

Rotation speed – moment – force – gears – reaction – yield- bearing- lubrication

Résumé

Notre travail consiste à étudier et concevoir un mécanisme permettant de transmettre un mouvement de rotation horizontale en mouvement de rotation vertical, connu sous l’appellation de transmission à renvoi d’angle, à partir des données de base de la puissance de la pompe, puissance du tracteur et vitesse de rotation de l’arbre, notre commande sera entrainée par un moteur de tracteur de type C6806. Le but de cette installation est d’atteindre l’énergie cinétique de la pompe pour extraire l’eau du puits pour déférents utilisations.

Mot clés

Vitesse de rotation – moment – force – engrenages –réaction – rendement - roulement lubrification

Table des matières

Introduction générale 1
Chapitre 1 généralités 3
1.1 Introduction 3
1.2 Différents types de transmission 3
1.3 Généralités 4
1.4 Rôle et définition d'un multiplicateur 4
1.5 Commande à renvoi d'angle 5
1.5.1 Définition des renvois d'angle 5
1.6 Caractéristique du corps de la commande à renvoi d'angle 5
1.7 Accouplement entre commande à renvoi d'angle et moteur : 7
1.8 Pompe et accessoires 7
1.8.1 La pompe 7
1.8.2 Rôle d'une pompe 7
1.8.3 Classification des pompes 8
1.8.4 La pompe N2-21(Annexe 1) 8
1.8.5 Accessoires de la pompe 9
1.9 Conclusion 10
Chapitre 2 calcul cinématique 12
2.1 Introduction 12
2.2 Choix du moteur 12
2.3 Etude de l'engrènement 14
2.3.1 But des engrenages 14
2.3.2 Choix de type de denture 14
2.3.3 Choix des matériaux des engrenages : 16
2.3.4 Traitement thermique 16
2.4 Etude de l'engrènement 17
2.5 Caractéristiques d'un engrenage axes perpendiculaires 19

2.6 Calcul des caractéristiques d'engrenages 20
2.6.1 Calcul de nombre de dents limite 21
2.6.2 Calcul du rapport de transmission de l'engrenage équivalent $\boldsymbol{iv}$ 22
2.6.3 Calcul du module : 23
2.7 Calcul des démentions 24
2.7.1 Diamètre primitif : 24
2.7.2 Largeur de la denture : 24
2.7.3 Calcul du Saillie et Creux 25
2.7.4 Hauteur de dent 25
2.7.5 Diamètre de tête 25
2.7.6 Diamètre de pied 25
2.7.7 Angle de saillie 25
2.7.8 Angle de creux : 25
2.7.9 Angle de la hauteur : 26
2.7.10 Angle de cône de tête 26
2.7.11 Angle de pied: 26
2.7.12 Épaisseur de la dent 26
2.7.13 Calcul de diamètre moyen 26
2.7.14 Calcul de diamètre moyen virtuel : 26
2.8 Calcul les diamètres virtuels 27
2.8.1 Nombres de dents virtuels : 27
2.8.2 Diamètre primitif virtuelle 27
2.8.3 Calcul diamètre de la tête virtuelle : 27
2.8.4 Calcul diamètre de pied virtuel: 27
2.8.5 Calcul les diamètres de base virtuelle : 27
2.9 Conclusion 29
Chapitre 3 calcul dynamique 31
3.1 Introduction 31

3.2 Calcul des forces 31
3.2.1 Force tangentielle 32
3.2.2 Force radiale 32
3.2.3 Force axiale 32
3.2.4 Verification 33
3.3 Vérification des dentures d'engrenages : 33
3.3.1 Facteurs correctifs des surcharges : 33
3.3.2 Vérification de la pression superficielle 33
3.3.3 Vérification à la flexion : 34
3.3.4 Vérification à la rupture 35
3.3.5 Vérification à l'usure 35
3.4 Calcul des arbres 36
3.4.1 Matière des arbres : 37
3.4.2 Arbre horizontal 38
3.4.2.1 Calcul de réactions sur l'arbre horizontal 38
3.4.2.2 Diagrammes des moments 40
3.4.2.3 Diagramme moment fléchissant 43
3.4.2.4 Calcul du diamètre 44
3.4.3 L'arbre vertical 45
3.4.3.1 Détermination des réactions aux appuis 45
3.4.3.2 Diagrammes des moments 46
3.4.3.3Calcul diamètre de l'arbre vertical 50
3.5 Calcul et Vérification de la clavette : 50
3.5.1 Rôle de clavette 50
3.5.2 Détermination de la longueur pratique de la clavette 51
3.5.3 Vérification de la clavette cisaillement 51
3.6 Cannelures 52
3.7 Calcul des roulements 53

3.7.1 Introduction 53
3.7.2 Détermination des dimensions d'un roulement 54
3.7.2.1 Calcul du roulement de l'arbre horizontal 55
3.7.2.2 Calcul du roulement de l'arbre vertical 58
3.8 Conclusion 60
Chapitre 4 Lubrification et rendement du multiplicateur 62
4.1 Introduction 62
4.2 Lubrification 62
4.2.1 Procédés de lubrification 63
4.1.2 Choix de l'huile pour la lubrification 63
4.3 Rendement du réducteur 65
4.3.1 Rendement des engrenages 65
4.4 Conclusion 69
Conclusion générale 71
Références Bibliographiques 72
Annexe 74

Liste des figures

Chapitre 1

Figure 1.1 le mécanisme de notre projet 6

Chapitre 2

Figure 2.1 Types de denture 15
Figure 2.2 Engrenage de deux roues 17
Figure 2. 3 caractéristiques de denture droite [4] 20
Figure 2.4 Schéma d'un engrenage conique 21
Figure 2. 5 profile d'engrainement [4] 23
Figure 2. 6 démentions d'un pignon conique 24

Chapitre 3

Figure 3. 1 les efforts sur les dentures 31
Figure 3. 2 schéma des appuis et arbres 36
Figure 3. 3 réactions de premier arbre plan horizontal 38
Figure 3. 4 réactions de premier arbre plan vertical 39
Figure 3. 5 Coup horizontal de premier arbre 41
Figure 3. 6 Coup vertical de premier arbre 42
Figure 3. 7 Diagramme de moment de torsion de premier arbre 43
Figure 3. 8 Diagramme de moment de flexion horizontal de premier arbre 43
Figure 3. 9 Diagramme de moment de flexion vertical de premier arbre 44
Figure 3. 10 les forces et les réactions sur le deuxième arbre 46
Figure 3. 11 Coup de deuxième arbre, plan horizontal 47
Figure 3. 12 Coup de deuxième arbre, plan vertical 48
Figure 3. 13 Diagramme moment de torsion arbre vertical 48
Figure 3. 14 Diagramme moment de flexion Horizontal 49
Figure 3. 15 Diagramme moment de flexion vertical 49
Figure 3. 16 Dimensionnement de clavette [13] 50
Figure 3. 17 réactions sur premier arbre 55
Figure 3. 18 Reactions au paliers B 55
Figure 3. 19 réactions sur le palier A 57
Figure 3. 20 réactions sur deuxième arbre 58
Figure 3. 21 réactions sur le palier D 59
Figure 3. 22 Les démentions des roulements 60

Chapitre 4

Figure 4. 1 Les démentions virtuels de l'engrenage 66

Liste de symboles

Grandeurs	**Symbole**
Vitesse de rotation	ω
Rapport de transmission	i
Puissance	p
Nombres de turbines	N
Rendement	η
Couple	C
Nombre de dents	Z
Épaisseur de la dent	S
Module	m
Module moyen	m_m
Pas primitif	p
Diamètre primitif	d
Angle primitif	δ
Angle de cône de tête	δ_a
Angle de cône de pied	δ_f
Angle de saillie	θ_a
Angle de creux	θ_f
Angle de la hauteur	θ
Longueur génératrice	L
Largeur de la denture	b
Saillie	h_a
Creux	h_f
Hauteur de la denture	h
Diamètre de tète	d_a
Diamètre de pied	d_f
Diamètre moyen	d_m
Diamètre moyen virtuelle	d_{mv}
Nombres de dents virtuels	Z_V
Diamètre primitif virtuelle	d_V
diamètre de la tête virtuelle	d_{aV}
diamètre de pied virtuel	d_{fV}
diamètres de bases virtuelles	d_{bV}
Force tangentielle	F_t
Force radial	F_r

Force axial	F_a
Resistance élastique	R_e
coefficient de sécurité	S
coefficient de largeur de la denture	λ
facteur de charge dynamique	Y_v
La vitesse tangentielle du cercle primitif	v_t
facteur de service	Y_s
Facteur de conduit	Y_ε
Facteur de forme réel	Y_F
facteur de concentration de	Y_{SA}
facteur d'application	Y_A
poids de roue	P_0
mass volumique	ρ
la longue pratique de la clavette	l_p
résistance au glissement	R_g
diamètre de moyeu	D
Nombre de cannelure	n'
coefficient de sécurité de cannelure	Ψ
Durée nominale en heurs	L_h
Durée approximative en années	$L_{A_{année}}$
la viscosité	ν
facteur de pression superficielle	k

Introduction générale

Introduction générale

Un couple conique est un engrenage conique destiné à transmettre un mouvement de rotation entre deux arbres non parallèles concourants (souvent avec un angle droit). Ces dispositifs sont appelés « renvoi d'angle » lorsque la transmission est dans un rapport.

Très présents dans le secteur industriel, les renvois d'angle sont des dispositifs permettant de changer l'axe de rotation d'une machine. Ils vont ainsi transférer la puissance de deux arbres perpendiculaires entre eux.

Un renvoi d'angle est un bloc rigide constitué de plusieurs composants tels que le carter, les engrenages, les arbres et les roulements. Les modèles sont rendus étanches et sont lubrifiés pour durer longtemps.

Notre travail consiste à rechercher et concevoir un mécanisme capable de transmettre un mouvement rotatif horizontal en un mouvement rotatif vertical, appelé transmission à engrenages conique à dentures droite .En partant les données de base suivent :

- la puissance de la pompe 2.131 KW.
- la puissance du tracteur 49 KW.
- la vitesse de rotation de l'arbre moteur de 540 tr/min.
- la vitesse de rotation de l'arbre récepteur 1450 tr/min.

Notre contrôle sera déterminé par un Entraînement par un moteur de tracteur C6806.

Le travail est groupé en quatre chapitres :

- ❖ Le premier chapitre donne une idée globale du domaine étudié et des généralités sur les multiplicateurs, commande à renvoi d'angle ainsi les pompes et leur accessoires.
- ❖ Le deuxième chapitre est une étude sur les engrenages conique a denture droit, à savoir les calcules de leur caractéristiques.
- ❖ Le troisième chapitre présente tout les calcules dynamique d'engrenages, les roulements, clavettes et cannelures.
- ❖ Le quatrième chapitre présente les déférents types de lubrification et détermination de rondement de notre multiplicateur.

Chapitre 1

Généralités

Chapitre 1 généralités

1.1 Introduction

La transmission du mouvement est une fonction mécanique complexe qui consiste à transmettre un mouvement d'une pièce à une autre sans en modifier la nature. Le type de mouvement demeure le même d'une pièce à l'autre.

1.2 Différents types de transmission

Parmi les systèmes de transmission du mouvement, les plus répandus sont les suivants :

- **Les roues de friction**

  Un système de roues de friction est composé de deux ou plusieurs roues en contact dont le mouvement de rotation sont transmises par frottement. Le système de roues de friction est similaire au système d'engrenage à la différence que les roues n'ont pas de dents.

- **Les poulies et courroies**

  Le système à poulies-courroie permet de transmettre un mouvement de rotation à une distance. Il existe plusieurs types de transmission par poulies-courroie : courroies plates, rondes, trapézoïdales, striées et crantées.

- **Les engrenages (roues dentées)**

  Un engrenage est un système mécanique composé d'au moins deux roues dentées engrenées, les deux roues dentées sont en contact l'une avec l'autre et se transmettent de la puissance par obstacle. Un engrenage est composé d'un pignon, c'est ainsi que l'on nomme la seule roue ou la roue la plus petite, et d'une roue, d'une crémaillère, d'une couronne ou d'une vis. Quand plus de deux roues dentées sont présentes, on parle de train d'engrenages.

- **Les roues et vis sans fin**

  Une vis, parfois abusivement appelée vis sans fin, est un cylindre comportant une cannelure hélicoïdale (parfois plusieurs), la faisant ressembler à une tige filetée. Associée à un pignon, elle constitue un engrenage gauche (les deux axes ne sont pas

dans le même plan), dans lequel elle se comporte comme une roue à une dent (ou plus, selon le nombre de cannelures).

Dans notre étude nous allons intéresser aux transmissions par engrenage du dais que tels types de transmission constituent la commande à renvoi d'angle.

1.3 Généralités

Un mécanisme est un assemblage de pièces mécaniques dont certaines peuvent se déplacer par rapport aux autres. Cet assemblage ne constitue donc pas un solide. Chacun de ces mouvements indépendants, ou modes cinématiques, sont appelés degrés de mobilité.

Les mécanismes qui peuvent réaliser une réduction (réducteur) ou multiplication (multiplicateur) sont définis dans la transmission homocinétique.

Ces mécanismes constituent donc des réducteurs ou des multiplicateurs de vitesse .Il est à signaler que notre commande est un multiplicateur de vitesse.

1.4 Rôle et définition d'un multiplicateur

On englobe sous le nom de multiplicateur de vitesse un dispositif constitué d'un ou plusieurs trains d'engrenages intercale entre deux arbres dans le but d'obtenir à partir d'une vitesse donnée sur l'arbre moteur une vitesse plus importante sur l'arbre récepteur.

Avec :

- ω_1: vitesse d'arbre moteur
- ω_2 : vitesse d'arbre récepteur.

Nous aurons : $\omega_2 > \omega_1$

Le rapport global $\omega_2/\omega_1 = i$appelé aussi rapport de transmission

A partir de i on peutsavoir le nombre de couple nécessaire :

- Si $i < 6$ On utilise un seul couple d'engrangement.
- Si $6 < i < 6^2$ On utilise deux couples.
- Si $6^2 < i < 6^3$ On utilise trois couples.
- Si $6^3 < i$ On utilise plus de trois couples.

Dans notre cas puisque $i = 2.685 < 6$. On utilise un seul couple d'engrangement à roue avec arbre menant et mené perpendiculaires.

1.5 Commande à renvoi d'angle

1.5.1 Définition des renvois d'angle

Très présents dans le secteur industriel, les renvois d'angle sont des dispositifs permettant de changer l'axe de rotation d'une machine. Ils vont ainsi transférer la puissance de deux arbres perpendiculaires entre eux. Notre commande est un mécanisme avec l'arbre creux dans lequel est introduit l'arbre de la tête de la pompe couplé par une clavette, le moment de torsion du moteur de commande transmis par l'arbre articulé et l'arbre horizontal à travers le couple des roues dentées coniques à l'arbre verticale de la pompe, tous les arbres sont immobilisés en rotation par des clavettes.

1.6 Caractéristique du corps de la commande à renvoi d'angle

Le corps de la commande est constitué du bâti et un flasque supportant les paliers de l'arbre horizontal.

Corps de la commande doit résister aux efforts qui sollicitent les paliers (efforts radiaux et axiaux). On considère les nervures de renforcement suivant la direction de ces efforts

La partie inférieure de la commande est en épaisseur considérable afin de fixer la commande à la tête de la pompe.

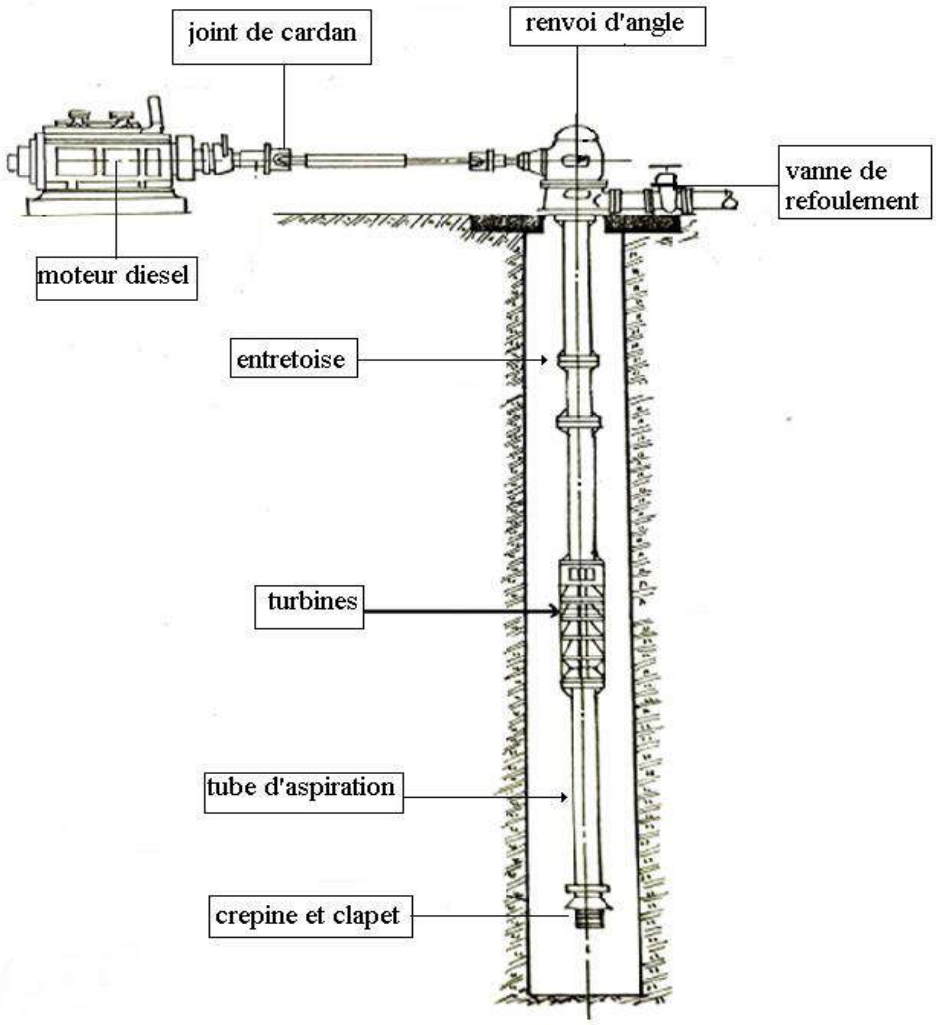


Figure 1.1 le mécanisme de notre projet

1.7 Accouplement entre commande à renvoi d'angle et moteur :

Notre commande de renvoi d'angle est accouplée directement avec le moteur tracteur avec joint de cardan

- **Joint de cardan :**

  Le cardan (ou plus précisément le joint de Cardan) est un dispositif mécanique qui permet la transmission d'une rotation angulaire entre deux arbres dont les axes géométriques concourent. Cette technique (à ne pas confondre avec la suspension par cardan) est utilisée sur les véhicules pour accoupler deux arbres tournants non alignés, ou dont les positions angulaires, l'un par rapport à l'autre.

- **Prise de force :**

  La prise de force, ou prise de puissance, est une pièce mécanique Permettant de transmettre le couple d'un moteur à un outil mécanique, permettant ainsi la mise en mouvement de cet outil grâce à la rotation d'un arbre cannelé sur lequel elle vient s'emboîter.

Il existe deux régimes sont préconisés :

- Si la vitesse égale $450\ tour/min$(±10tr/min)
- Si la vitesse égale$1000\ tour/min(\pm 25tr/min)$

Notre vitesse de rotation de la prise de la force est$540\ tour/min$.

1.8 Pompe et accessoires

1.8.1 La pompe

Une pompe est un dispositif permettant d'aspirer et de refouler un fluide.

1.8.2 Rôle d'une pompe

Dans un circuit hydraulique, les pompes jouent un rôle tout aussi important, lequel s'apparente à celui joué par le cœur chez l'être humain. En effet, la pompe permet de faire circuler, par l'intermédiaire de canalisations, un fluide hydraulique qui déplacera des charges grâce à des vérins ou à des moteurs hydrauliques. La pompe joue un rôle de premier plan, car c'est elle qui fournit l'énergie dans un circuit hydraulique.

Il existe deux types :

- Pompe pour fluide incompressible (eau, huile, mazoute) elles se divisent en deux catégories principales pompes hydrostatiques et les pompes hydrodynamiques.
- Pompe pour fluides compressible (air, gaz, divers, etc.…).

1.8.3 Classification des pompes

On peut se classe selon :

- Le trajet du fluide par rapport à l'axe.

On distingue :

- Pompes radiales.
- Pompes axiales (hélicoïdales).
- Pompes hélico-centrifuges.

- Nombre de cellules :

Une cellule est formé par l'ensemble des roues -diffuseur-canaux, si la pompe compacte une cellule, elle dit monocellulaire ; si elle dépasse l'unité elle est dite multicellulaire.

Position de l'axe de la pompe :

- La pompe horizontale.
- La pompe verticale.

On utilise une pompe immergée.

1.8.4 La pompe N2-21(Annexe 1)

La pompe N2-21 c'est une pompe très répandue dans le domaine agricole et prévue pour pomper l'eau des grandes profondeurs avec un débit et une pression de refoulement.

La pompe N2-21 est une pompe centrifuge à axe vertical multicellulaire à écoulement axial.

- **Description de la pompe verticale N2:**

  La pompe sera utilisée pour l'irrigation de puits profonds, la pompe est immergée dans l'eau, où le moteur reste en surface, le moteur est maintenu par un arbre vertical centré sur un palier situé dans un tuyau de refoulement vertical. Cette disposition permet d'utiliser tous types de moteurs sur le toit. (Annexe 1).

- **La roue turbine:**

  Les pompes centrifuges sont des appareils qui sont utilisés pour transporter des fluides par la conversion de l'énergie cinétique de rotation à l'énergie hydrodynamique de l'écoulement de fluide. L'énergie de rotation provient généralement d'un moteur électrique ou d'une turbine à vapeur (dans le cas de pompes d'alimentation en eau actionnées par une turbine). Les pompes centrifuges sont utilisées dans plus d'applications industrielles que tout autre type de pompe.

- **Le corps de pompe :**

  Le rotor parfaitement équilibré tourne dans un corps de pompe en fonte composé d'autant de carter (supérieur, intermédiaire et inferieur) (emboitée et boulonnés).

  Chaque carter porte un diffuseur en bronze se trouvant dans l'axe de refoulement de la turbine.

1.8.5 Accessoires de la pompe

- Tube d'aspiration **:**

  Une tuyauterie d'aspiration est composée d'un tube en acier de longueur jusqu'à 6m avec des brides plates. (Figure 1.1)

  Le rôle d'un tube d'aspiration conduire le liquide de puits, la crépine jusqu'à la section d'entrée de corps de pompe faite en assurant un prolongement de la pompe le long de la profondeur du puits.

- Crépine**:**

  La crépine permet de préserver mécaniquement la pompe grâce à un filtre en inox ou polyéthylène. La crépine s'installe à l'extrémité du tuyau d'aspiration. Elle permet de filtrer le sable et autres impuretés pour pas qu'ils ne remontent jusqu'à la pompe (Annexe 2)

- Colonne de refoulement **:**

  Colonne de refoulement : pour faire remonter l'eau de la pompe immergée à la surface du forage ; elle peut être constituée d'un tuyau souple ou de plusieurs tuyaux rigides raccordés. (Figure 1.1)

- L'arbre **:**

  L’arbre est en acier inoxydable $35NCD6$ et a été entrainé par la commande et cette dernière par un tracteur à l'aide d'un joint cardan, courroie ou moteur électrique et destiné à transmettre le couple moteur et la rotation des roues se fait par l'intermédiaire des clavettes

- Tête de pompe**:**

  La tête est une pièce en fonte avec boite pour recevoir la butée et les roulements à bille supportant la ligne d'arbre de transmission et le rotor de pompe, le tète de pompe est boulonnée sur des fers profilés au niveau du sol, elle supporte toute la colonne montante et le corps de pompe aucun autre scellement dans le puits.

  En cas de besoin, on peut utiliser la tête à moteur vertical électrique ou tête mixte c'est à dire pour le moteur vertical électrique en cas de panne de courants, on peut entrainer la pompe par courroies.

1.9 Conclusion

Ce chapitre est un ensemble de rappels et de définitions sur les pompes et la transmission du mouvement ainsi que la classification des pompes Ce chapitre a pour but de donner une vision globale sur le domaine étudié.

Chapitre 2

Calcul cinématique

Chapitre 2 calcul cinématique

2.1 Introduction

Un engrenage est un dispositif mécanique comportant deux roues dentées engrenées qui permet la transmission d'un mouvement de rotation. Un engrenage comporte un pignon d'entrée et d'une roue dentée de sortie. La transmission se fait avec un rendement voisin de 95% ce le but de ce chapitre de calculer les caractéristiques d'engrenages.

Le type d'engrenages a un rôle nécessaire pour ce connaitre c'est un réducteur ou multiplicateur de vitesse.

2.2 Choix du moteur

On peut choisir le moteur depuis ces critères suivant :

- Puissance supérieure à cette de la pompe.
- Prix de la pompe.
- Possibilité d'être acheté par les clients.
- La disponibilité.

D'après ces critères nous avons choisi le moteur du tracteur CIRTA type 6806 dont la puissance est de $P = 49\,KW$ et $\omega = 540\,tr/min$ à la prise de force et on a vérifié nos valeurs suivant la marche suivante :

D'après le catalogue relatif à une seule turbine de la pompe N2-21 (voir Annexe) la puissance est de $P = 2{,}9\,CV = 2.131\,KW$ pour de max de rendement (Annexe 3).

D'après le même catalogue on a aussi le rendement maximal pour une seule turbine est de 80% (Annexe 3) alors la puissance demandée par une seule turbine est :

$$P_{dt} = \frac{2.131}{0.8} = 2.66375 \text{ KW}$$

$$P_{dt} = 2.66375 \text{ KW}$$

D'après Le document du tracteur $CIRTA\ 6806$ on a déterminé que cette dernière puissance de 49 KW dont 70%seulement arrive à la prise de force à $450\,tr/min$ alors la puissance à la prise de force. [3]

$$P_{prise} = 0.7 \times 49 = 34.3KW$$

N'ajoutant que le rendement de notre commande déterminé par le produit de (tableau N 2 annexe) :

η_{accou} : Rendement de l'accouplement (cardan) $\eta_{accou} = 0.98$

η_{roul}: Rendement des roulements $\eta_{roul} = 0.99$

η_{eng}: Rendement d'engrenage conique $\eta_{eng} = 0.97$

D'où le rendement total :

$$\eta_{total} = \eta_{accou} \times {\eta_{roul}}^2 \times \eta_{eng}$$

$$\eta_{total} = 0.9316$$

De ces données on peut calculer la puissance arrivante à la pompe :

$$P_{POM} = 0.9316 \times 34.3 = 31.953\ KW$$

Alors le nombre de turbines admissibles prises en charge par le moteur :

$$N = \frac{(Puissance\ arrivante\ à\ la\ pompe)}{(puissance\ demende\ par\ la\ turbine)}$$

$$N = \frac{31.953}{2.66375} = 11.995\ turbines$$

Le nombre de turbines nécessaire 12turbines. (12 turbines est le nombre max de turbines de pompe N2-21) (Annexe 1)

- Le pignon indiqué par (1)
- La roue motrice indiquée par (2)

Pour avoir une idée sur les efforts sur la roue et le pignon et afin de pouvoir choisir le matériau nous procédons à calculer le couple sur chaque une des deux roues.

Puissance arrivante a la roue motrice (1)

$$\mathrm{P_1} = \eta_{\mathrm{accou}} \times \eta_{\mathrm{roul}} \times \mathrm{p_{prise}}$$

$$\mathrm{P_1} = 0.98 \times 0.99 \times 34.3 = 33.2778\ \mathrm{KW}$$

$$\mathrm{P_1} = 33.278\ \mathrm{KW}$$

Puissance arrivant au pignon (2)

$\mathrm{C_1} = \mathrm{P_1}/\omega_1$ avec $\omega_1 = 540\ \mathrm{tr/min} = 56.54\ \mathrm{rad/s}$

$C_1 = 33.278 \times 10^3 / 56.54 = 588{,}57 \text{ N.m}$

$C_1 = 588{,}57 \text{ N.m}$

Couple exercé par le pignon (1) sur l'arbre vertical

$P_2 = \eta_{accou} \times {\eta_{roul}}^2 \times \eta_{eng} \times p_{prise}$

$0{,}98 \times 0.992 \times 0.97 \times 34.3 = 31.953 \text{ KW}$

$C_2 = P_2/\omega_2 \; ; \omega_2 = 1450 \text{tr/min} = 151.84 \text{ rad/sec}$

$C_2 = 31.96 \times 10^3 / 151.84 = 210.44 \; N.m$

$C_2 = 210.44 \; N.m$

2.3 Etude de l'engrènement

2.3.1 But des engrenages

Mécanismes dentés destines à transmettre un mouvement de rotation avec un rapport de vitesse rigoureux entre deux arbres rapprochés. Ils présentent beaucoup d'avantages tel que :

- Possibilité de disposition des axes à notre choix.
- Transmission des petites à grandes vitesses.
- Sécurité de service.
- Durée de vie élevée.

2.3.2 Choix de type de denture

Denture droite :

- Deux roues de même module engrenant entre elle quel que soit leur nombre de dent à partir d'un minimum.
- Augmentation de l'épaisseur des dents du sommet à la base.
- Une petite variation de l'entre vu ne cause pas une modification de rapport de vitesse.

Denture hélicoïdale :

- Le nombre de dents emprise est élevé par suite de l'inclinaison de denture.
- Meilleure continuité de I' entraînement.

- Réduction de l'effort sur chaque dent se fait progressivement, donc l'engrènement s'établit simultanément ce qui rend la transmission plus douce et plus silencieuse.
- Ils ont par contre l'inconvénient de donner des poussées axiales qu'ils fa compenser.

Dentures à chevrons :

Les dentures à chevrons ne possèdent pas de forces axiales en raison de la disposition symétrique des flancs. De plus la largeur des dents est inférieure à celle d'une denture hélicoïdale pour une charge identique. Leur transmission du couple est constante et leur angle d'hélice habituel se situe entre 20° et 30°, mais une augmentation de cet angle n'améliore pas le développement du bruit. Comparé à la denture hélicoïdale, les engrenages à chevrons peuvent être réalisés avec un nombre de dents inférieur sans interférence de taillage.

- Pour notre cas on choisit les dentures droites.

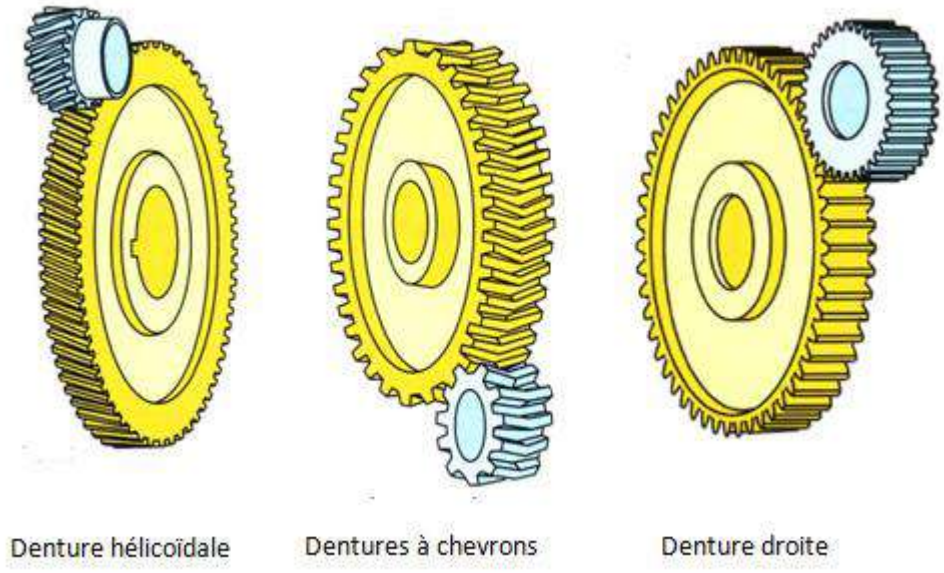


Figure 2.1 Types de denture

2.3.3 Choix des matériaux des engrenages :

On a choisi un matériau pour nos engrenages en tenant compte des facteurs suivants :

- La disponibilité du matériau à l'ENPMH.
- Vitesse de rotation.
- Résistance demandée à la rupture et à l'usure.
- Danger d'usure des surfaces en contact si les deux roues d'engrènement sorti de même matériau.

On choisit $16mncr5$

- Resistance élastique $R_e = 700\ N/mm^2$
- Coefficient de sécurité $S = 1.5$
- $\sigma_{Hadm} = 1920\ N/mm^2$
- HB $= 6500\ N/mm^2$

2.3.4 Traitement thermique

Le traitement thermique d'un matériau est un groupe de procédés industriels utilisés pour en modifier les propriétés physiques, mécaniques et parfois chimiques. De tels traitements sont utilisés lors de la fabrication des matériaux comme le verre, le bois, les aliments et surtout les métaux.

Le traitement thermique implique l'utilisation du chauffage et/ou du refroidissement, normalement à des températures extrêmes, pour obtenir le résultat souhaité, tel que la modification de la friabilité, de la dureté, de la ductilité, de la fragilité, de la plasticité, de l'élasticité ou de la résistance du matériau.

2.4 Etude de l'engrènement

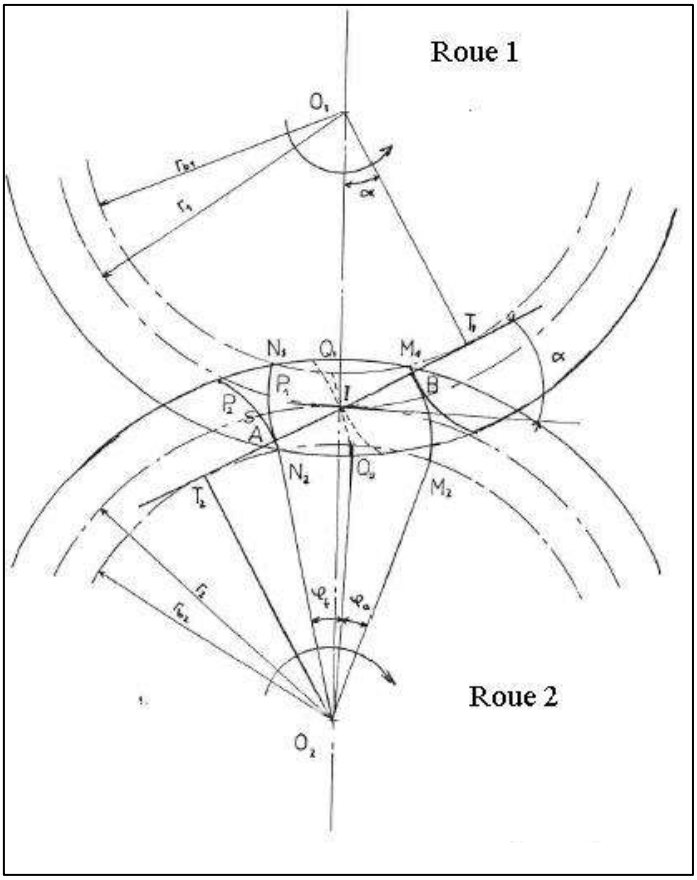


Figure 2.2 Engrenage de deux roues

La figure 2.2 (représente l'engrenage de deux roues 01 et 02, on adaptera les dentures à développantes de cercle

Ligne d'action (AB) :

C'est une droite passant par le point I de contacte de deux cercles primitifs et tangente aux deux cercles de base.

Angle de pression (α) :

Définit l'inclinaison de la droite de pression T_1T_2 de la forme de la dent.

$\alpha = 20°$ Est la valeur la plus utilisée.

Début d'engrènement :

Le profil P_1 est attaqué à sa pointe par le profilP_2, le début d'engrènement est en A (point d'intersection de la ligne d'action et du cercle de tête de la roue menée (l).

Période d'approche :

Pendant cette phase, le point de contact se déplace de A à I sur la ligne de pression en I.

Longueur d'approche :(g_f)

Le point de contact se déplace sur la ligne d'action de A à I, la longueur AIest appelée longueur d'approche AI $= g_f$

Pendant la période d'approche la roue 02 tourne d'un angle.

$$\theta_f = \widehat{N_2 O \theta_2}$$

Arc d'approche :(a_f)

C'est la longueur de l'arc parcouru pour un point du cercle primitif d'une des roues pendant la période d'approche.

$$a_f = \varphi_f \times r_2$$

$$a_f = \varphi_f \times r_{b2}$$

$$a_f = \frac{g_f}{\cos\alpha} ; \frac{r_{b2}}{r_2} = \cos\alpha$$

Fin de l'engrènement :

Le profilP_2 est en contact par sa pointe avec le profil $P_1 -$ B est le point extrême.

Période de retraite :

Est celle comprise entre le moment ou le point de contact coïncide avec I et la fin d'action.

Longueur de retraite (g_a)

Le point d'action se déplace sur la ligne d'action de I à B. La longueur IB est appelée longueur de retraite IB=g_a pendant la période de retraite la roue 02 tourne de l'angle.

$$\varsigma_a = \widehat{o_2 o_2 M_2}$$

Arc de retraite (a_a)

C'est la longueur de l'arc parcouru par un point du cercle primitif d'une des roues pendant la période de retraite mesurée par l'arc $\overrightarrow{IV}$

On a:

$$g_a = \varsigma_a \times r_{b2}$$

$$a_a = \frac{g_a}{\cos\alpha}; \frac{r_{b2}}{r_2} = \cos\alpha$$

Arc de conduite(a_α)

C'est l'arc parcouru par un point de l'un des deux cercles primitifs depuis le début jusqu'à la fin de l'action

$$a_\alpha = \alpha_f + \alpha_a = \frac{AI + IB}{\cos\alpha} = \frac{\text{ga}}{\cos\alpha}$$

Condition de continuité d'engrènement :

Cette condition exige que lorsque les profits P_1 et P_2 cessent d'être en contact, un autre couple de profit conjugué est déjà en contact.

Donc pour que la condition de continuité de transmission soit remplie, il faut que :

- $AB >$ Pas normal
- Arc de conduite(a_α)> pas primitif

2.5 Caractéristiques d'un engrenage axes perpendiculaires

Deux roues coniques n'engrènent correctement que si les modules sont égaux et si les cônes primitifs ont à la fois une génératrice commune et leurs sommets& confondus.

Les engrenages roulants avec des roues coniques servent à la formation des mécanismes cinématiques et de force entre les arbres concourants (souvent avec l'angle d'axes$\Sigma = 90°$. Selon le cours des dents on classifie les roues avec la denture droite, oblique et incurvée. Comparées aux roues cylindriques, les roues coniques sont plus compliquées du point de vue de la production et de montage. La production d'une telle denture nécessite des outils et des machines spécialisés et il est plus difficile d'atteindre le niveau de précision désiré. En cas de montage moins précis, le risque de déformation est élevé ce qui implique un plus mauvais engrenage (surtout, pour les roues avec une denture droite). Les roues avec les dents obliques et incurvées sont utilisées pour les vitesses et les charges plus élevées, et les rapports de transmission plus élevés (jusqu'à$i = 10$).

Dans un engrange il existe :

Roue: celui des deux organes qui a le plus grand nombre de dents. Nous l'affecterons de l'indice 1.

Pignon : celui des deux organes qui a le plus petit nombre de dents. Nous l'affecterons de l'indice 2.

Il s'agit de la forme d'engrenage conique la plus simple. Elle possède des dents droites qui, si elles étaient étendues vers l'intérieur, se rejoindraient à l'intersection des axes de l'arbre. Ce type d'engrenage est relativement facile à fabriquer sur mesure.

2.6 Calcul des caractéristiques d'engrenages

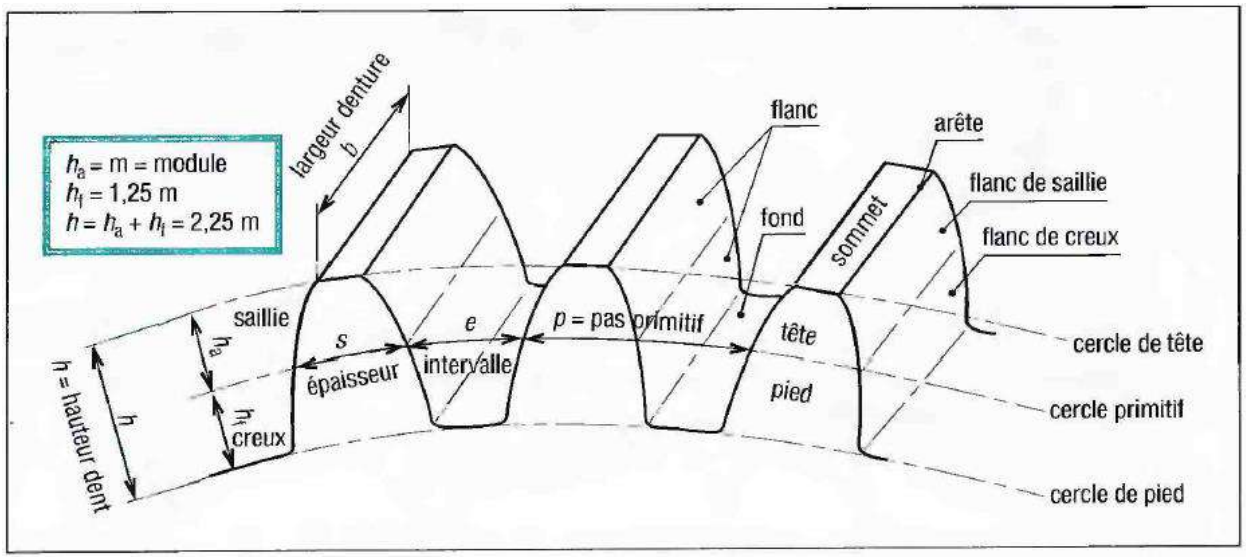


Figure 2. 3 caractéristiques de denture droite [4]

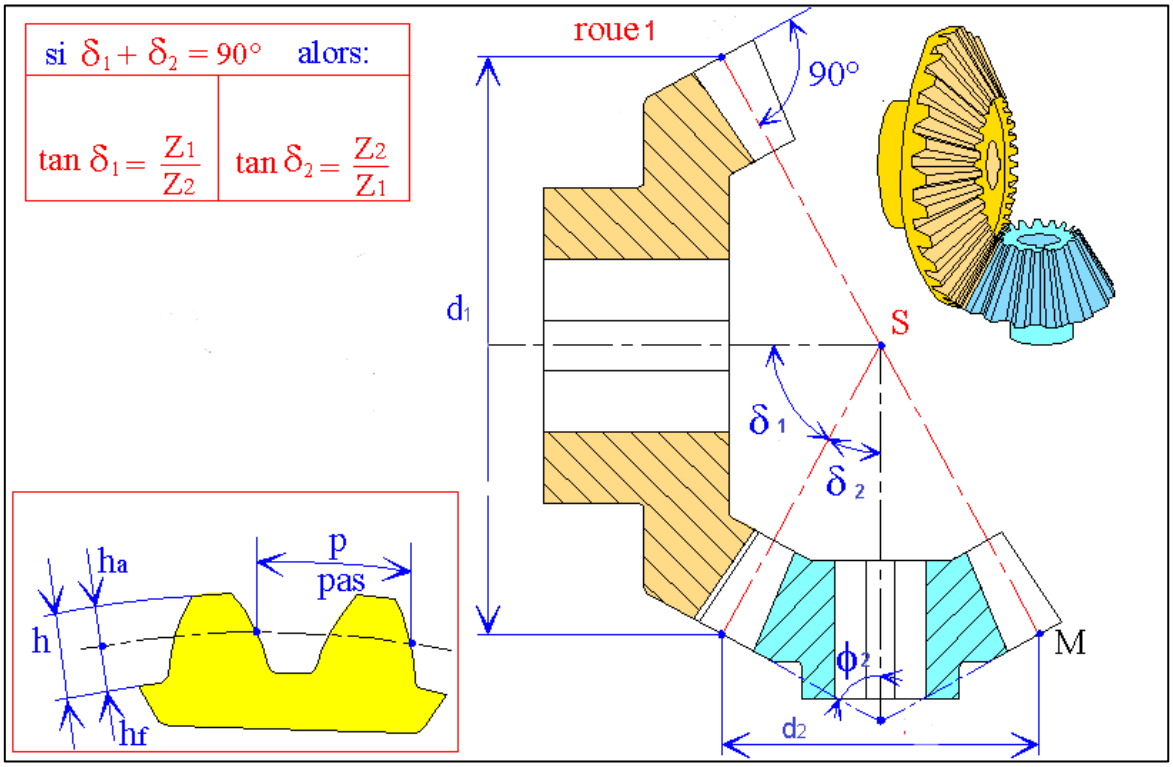


Figure 2.4 Schéma d'un engrenage conique

Notre engrenage est un multiplicateur et Le rapport de vitesse égale à 2.685 ça veut dire :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2}$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1450}{540} = 2.685$$

$$\delta_1 + \delta_2 = 90°$$

D'après la figure 2.4 on obtient :

$$\tan \delta_1 = \frac{\omega_2}{\omega_1} = i \quad ; \delta_1 = \tan^{-1} i = \tan^{-1} 2.685 = 69.57°$$

$$\tan \delta_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i^{-1} \quad ; \delta_2 = \tan^{-1} i^{-1} = \tan^{-1} 2.685^{-1} = 20.43°$$

2.6.1 Calcul de nombre de dents limite

$$z_{lim} \geq \frac{2}{(\sin \alpha)^2} \qquad [1]$$

$$z_{limC} = z_{lim} \times \cos \delta \qquad [1]$$

z_{limC} Est le nombre limite réel de dents dans une roue conique

On remplace :

$$z_{lim} \geq \frac{2\cos\delta 2}{(\sin\alpha)^2}$$

$\alpha = 20\,°\,;\ \delta_2 = 20.43°;$

$z_{limC} \geq 16.02\ dents$

On prend

$z_2 = 20\ Dents$

$z_1 = z_2 \times i = 20 \times 2.685 = 53.6 = 54\ dents$

2.6.2 Calcul du rapport de transmission de l'engrenage équivalent i_v

$$i_v = \frac{z_{v1}}{z_{v2}} = \frac{z_1}{z_2} \times \frac{\cos\delta_1}{\cos\delta_2}\ ;\delta_1 + \delta_2 = 90°$$

$\delta_2 = \Sigma - \delta 1\ ;\cos\delta_2 = \Sigma - \delta_1$

$$\cos\delta_2 = \sin\delta_1; \frac{\cos\delta_1}{\sin\delta_1} = i$$

$i_v = i^2 = 2.6852^2 = 7.209 = 7.21$

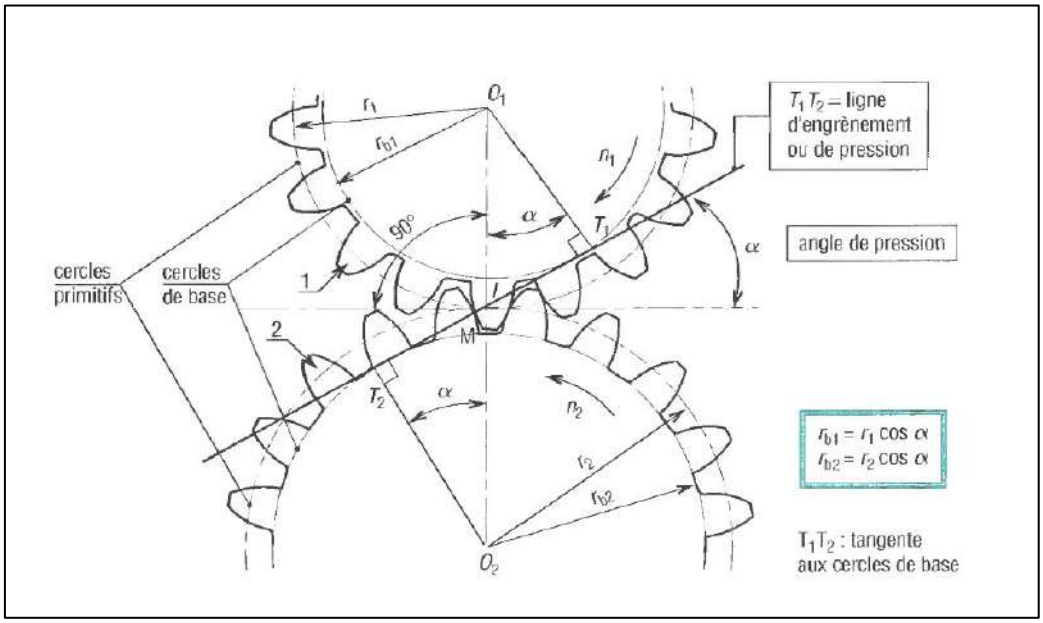


Figure 2. 5 profile d'engrainement [4]

2.6.3 Calcul du module :

$$m = \sqrt[3]{\frac{10C_1}{\lambda \times R_{pe} \times z_1}} \quad [11]$$

$$Z1 = 54\ ;\ (10 \leq \lambda \leq 12.5);\ \lambda = 10$$

$$R_{pe} = \frac{R_e}{s} R_e = 700\ N/mm^2;\ s = 1.5$$

$$R_{pe} = 700/1.5 = 466.66\ N/mm2$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{10 \times 588.57 \times 1000}{10 \times 466.66 \times 54}} = 2.85\ mm$$

On prend

$$m = 3\ mm$$

2.7 Calcul des démentions

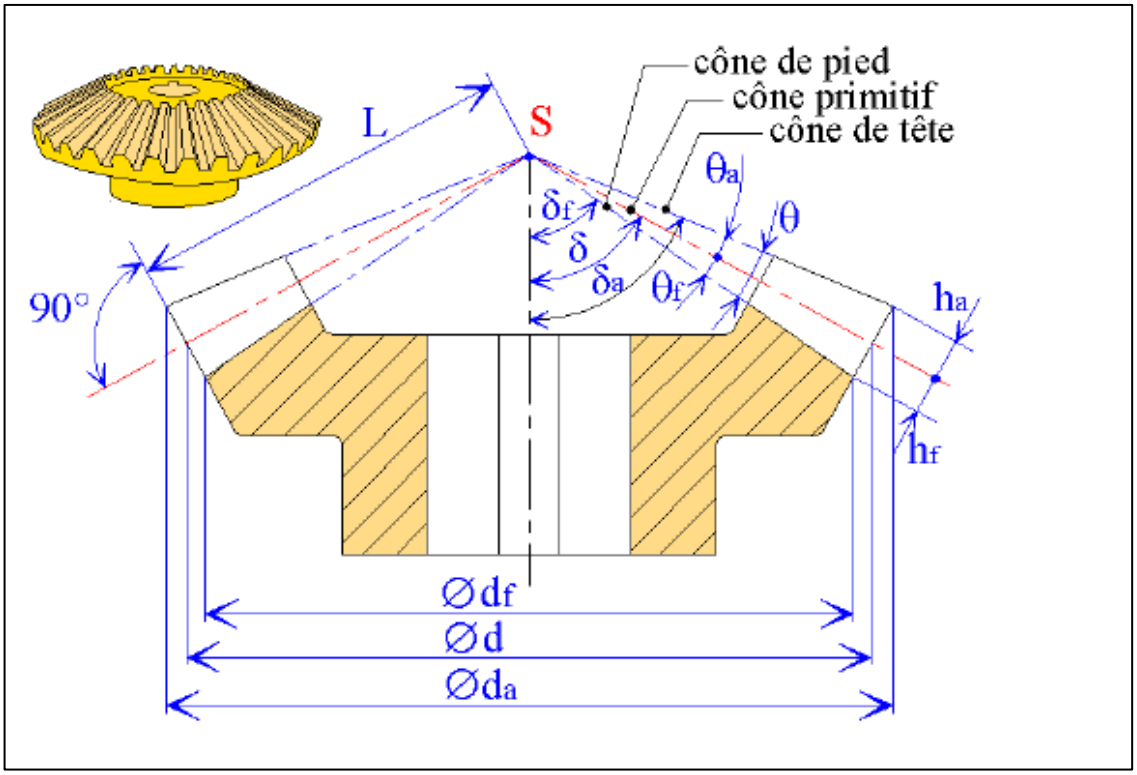


Figure 2. 6 démentions d'un pignon conique

2.7.1 Diamètre primitif :

La roue

$d_1 = m \times z_1 = 3 \times 54 = 162\ mm$

Pignon

$d_2 = m \times z_2 = 3 \times 20 = 60\ mm$

2.7.2 Largeur de la denture :

$\frac{L}{4} \leq b \leq \frac{L}{3}$

$$L_1 = \frac{d_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{162}{2 \sin 69.53} = 86.43\ mm$$

$$L_2 = \frac{d2}{2\sin\delta_2} = \frac{60}{2\sin 20.46} = 85.94 \text{ mm}$$

$$b = 25.58 \text{ mm}$$

2.7.3 Calcul du Saillie et Creux

Saillie $h_a = m = 3\ mm$

Creux $h_f = 1.25 \times m = 3.75 mm$

2.7.4 Hauteur de dent

$h = h_a + h_f = 2.25m = 6.75\ mm$

2.7.5 Diamètre de tête

$$d_{a1} = d_1 + 2m\cos\delta_1$$

$$d_{a1} = 162 + 2 \times 3 \times cos\, 69.57 = 164.09\ mm$$

$$d_{a2} = d_2 + 2mcos\,\delta_2$$

$$d_{a2} = 60 + 2 \times 3 \times cos\, 20.43 = 65.622\ mm$$

2.7.6 Diamètre de pied

$$d_{f1} = d_1 - 2.5mcos\,\delta_1$$

$$d_{f1} = 162 - 2.5 \times 3 \times cos\, 69.57 = 159.38\ mm$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5mcos\,\delta_2$$

$$d_{f2} = 60 - 2.5 \times 3 \times \cos 20.43 = 52.97\ mm$$

2.7.7 Angle de saillie

$$\tan\theta_a = \frac{m}{l}; \tan^{-1}\frac{m}{l} = \tan^{-1}\frac{3}{86.43}$$

$$\theta_a = 1.98 = 2°$$

2.7.8 Angle de creux :

$$\tan\theta_f = \frac{1.25 \times m}{l}; \tan^{-1}\frac{1.25m}{l} = \theta_f$$

$$\theta_f = \tan^{-1}\frac{1.25 \times 3}{86.43} = 2.48°$$

2.7.9 Angle de la hauteur :

$$\theta = \theta_f + \theta_a = 4.48°$$

2.7.10 Angle de cône de tête

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a = 69.57 + 2 = 71.57°$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a = 20.43 + 2 = 22.43°$$

2.7.11 Angle de pied:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f = 69.57 - 2.48 = 67.09°$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f = 20.43 - 2.48 = 17.95°$$

2.7.12 Épaisseur de la dent

$$S = m \times \frac{\pi}{2} = 4.71 \text{ mm}$$

Pas primitif :

$$P = m \times \pi = 9.42 \text{ mm}$$

Module moyen

$$m_m = 0.875m = 2.571 \text{ mm}$$

Tous les paramètres sont pris depuis [4]

2.7.13 Calcul de diamètre moyen

$$d_{m1} = 2 \times (L - 0.5b) \times \sin\delta 1 = 138.01\ mm$$

$$d_{m2} = 2 \times (L\text{-}0.5b) \times \sin\delta 2 = 51.40\ mm$$

2.7.14 Calcul de diamètre moyen virtuel :

$$d_{mv1} = {}^{d_{m1}}/_{\cos\delta_1} = 395.37 \text{ mm}$$

$$d_{mv2} = {}^{d_{m2}}/_{\cos\delta_2} = 54.85 \text{ mm}$$

2.8 Calcul les diamètres virtuels

2.8.1 Nombres de dents virtuels :

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{54}{\cos 69.57} = 154.7\ dents$$

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{20}{\cos 20.43} = 21.34\ dents$$

2.8.2 Diamètre primitif virtuelle

$$d_{V1} = \frac{d_1}{\cos \delta_1} = \frac{162}{\cos 69.57} = 464.1\ mm$$

$$d_{V2} = \frac{d_2}{\cos \delta_2} = \frac{60}{\cos 20.43} = 64.02\ mm$$

2.8.3 Calcul diamètre de la tête virtuelle :

$$d_{aV1} = (Z_{V1} + 2) \times m = 470.1\ mm$$

$$d_{aV2} = (Z_{V2} + 2) \times m = 70.02\ mm$$

2.8.4 Calcul diamètre de pied virtuel:

$$d_{fV1} = (Z_{V1} - 2.5) \times m = 456.6\ mm$$

$$d_{fV2} = (Z_{V2} - 2.5) \times m = 56.52\ mm$$

2.8.5 Calcul les diamètres de base virtuelle :

$$d_{bV1} = d_{v1} \times \cos \alpha = 436.11\ mm$$

$$d_{bV2} = d_{v2} \times \cos \alpha = 60.15\ mm$$

Table 2.1 les valeurs des caractéristiques d'engrenages[4]

Grandeurs	**Symboles**	**Roue**	**Pignon**
Nombre de dents	Z	54 $dents$	20 $dents$
Épaisseur de la dent	S	4.71 mm	4.71 mm
Module	m	3 mm	3 mm
Module moyen	m_m	2.625 mm	2.625 mm
Pas primitif	P	9.42 mm	9.42 mm
Diamètre primitif	D	162 mm	60 mm
Angle primitif	δ	69.57°	20.43°
Angle de cône de tête	δ_a	71.57°	22.43°
Angle de cône de pied	δ_f	67.09°°	17.95°
Angle de saillie	θ_a	2°	2°
Angle de creux	θ_f	2.48°	2.48°
Angle de la hauteur	θ	4.48°	4.48°
Longueur génératrice	L	86.43 mm	86.43 mm
Largeur de la denture	b	25.58 mm	25.58 mm
Saillie	h_a	3 mm	3 mm
Creux	h_f	3.75 mm	3.75 mm
Hauteur de la denture	h	6.75 mm	6.75 mm
Diamètre de tète	d_a	164.09 mm	65.622 mm
Diamètre de pied	d_f	159.38 mm	52.97 mm

Diamètre moyen	d_m	138.01 mm	51.40 mm
Diamètre moyen virtuelle	d_{mv}	395.37 mm	54.85 mm
Nombres de dents virtuels	Z_V	154.7 dents	21.34 $dents$
Diamètre primitif virtuelle	d_V	464.1 mm	64.02 mm
diamètre de la tête virtuelle	d_{aV}	470.1 mm	70.02 mm
diamètre de pied virtuel	d_{fV}	456.6 mm	56.52 mm
diamètres de base virtuelle	d_{bV}	436.11 mm	60.15 mm

2.9 Conclusion

Dans ce chapitre on a étudie les conditions et les caractéristiques pour faire un engrenage conique constitue une roue et un pignon a des axes perpendiculaire ces engrenages augmente la vitesse ca veut dire que notre engrenages est un multiplicateur.

Chapitre 3

Calcul dynamique

Chapitre 3 calcul dynamique

3.1 Introduction

Dans ce chapitre on va etudie les forces et les contraintes sur l'engrenage et sur les arbres, les roulements et les clavettes on va virifier que les matriaux que on a choisi resiste au milieu de travaille.

3.2 Calcul des forces

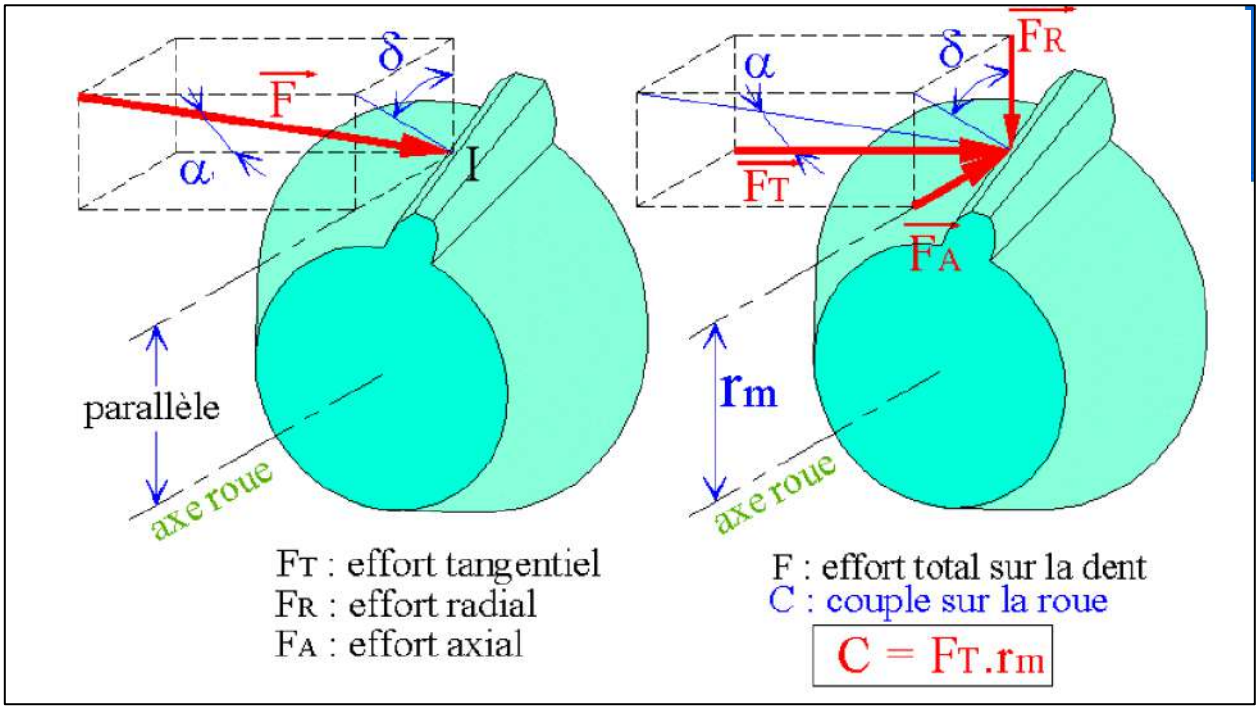


Figure 3. 1 les efforts sur les dentures

Considérant qu'une dent comme une poutre encastrée dans la roue on trouve :

Force tangentielle :

Force qui s'exerce dans le sens d'une tangente à une courbe.

$$F_t = \frac{2C}{d_m}$$

Force radiale

Qui est disposé, dirigé ou qui s'exerce, s'effectue selon un rayon, c'est-à-dire perpendiculairement à un Charge poussée radiale.

$$F_r = F_t \times \tan\alpha \cos\delta$$

Force axiale

L'effort axial est la force qui se transmet avec la même direction qu'un axe quelle conque pris comme référence.

$F_a = F_t \times \tan\alpha \times \sin\delta$

3.2.1 Force tangentielle

$$F_t = \frac{2C}{d_m}$$

$C_1 = 588.57\ N.m$; $d_{m1} = 138.01$ mm

$$F_t = \frac{2 \times 588.57 \times 1000}{138.01} = 8529.38\ N$$

3.2.2 Force radiale

Roue

$F_{R1} = F_t \times \tan\alpha \cos\delta_1$

$\alpha = 20°$; $\delta_1 = 69.57°$

$F_{r1} = 8529.38 \times \tan 20 \cos 69.57$

$F_{r1} = 1083.64\ N$

Pignon

$F_{R2} = F_t \times \tan\alpha \cos\delta_2$

$\alpha = 20°$; $\delta_2 = 20.43°$

$F_{r2} = 8529.38 \times \tan 20 \cos 20.43 = 2{,}909.17$ N

3.2.3 Force axiale

Roue

$F_a = F_t \times \tan\alpha \times \sin\delta_1$

$F_a = F_{t1} \times \tan\alpha \times \sin\delta_1$

$F_{a1} = 8529.38 \times \tan 20 \sin 69.57$

$F_{a1} = 2909.17$ N

Pignon

$F_{a2} = F_t \times \tan\alpha \times \sin\delta_2$

$F_{a2} = 1{,}083.64\ N$

3.2.4 Verification

$$\frac{Ft}{\cos\alpha} = \sqrt{{F_t}^2 + {F_r}^2 + {F_a}^2} = F$$

$$F = \sqrt{{F_t}^2 + {F_{r1}}^2 + {F_{a1}}^2} = 9076.77\ N$$

$$F = \frac{Ft}{\cos\alpha} = \frac{8529.38}{\cos 20} = 9076.77\ \text{N}$$

3.3 Vérification des dentures d'engrenages :

3.3.1 Facteurs correctifs des surcharges :

Le calcul de la contrainte de flexion dans le pied de dent se fait en admettant tout d'abord la force nominale définie précédemment agissant sur le sommet de la dent. En vue d'approcher la condition réelle de fonctionnement, cette contrainte nominale de flexion corrigée au moyen de divers facteurs, dont certains sont à l'heure actuelle encore mal connus,

3.3.2 Vérification de la pression superficielle

Dans une denture droite, on peut vérifier la pression superficielle à l'aide de la relation de hertz.

$$\sigma_{\text{Hmax}} = \sqrt{\frac{0.7E}{\sin 2\alpha}} \sqrt{\frac{\text{F}_t(1 + 1/i)Y_vY_s)}{bd}} \quad [\mathbf{1}]$$

- E : module d'élasticité du matériau d'engrenage pour notre cas car on a le même acier 16Mncr5 avec $E = 2.1 \times 10^5 N/mm$
- Y_v : facteur de charge dynamique.

$$k_v = {}^{a}/_{a + \sqrt{\text{v}}}$$

On prend $a = 6$

$k_v = {}^{6}\!/_{6+\sqrt{v_t}}$

$\mathrm{v} = {}^{\omega \times d}\!/_{2}$

$\omega_1 = 56.54\ rad/s\ ;\ d_1 = 162\ mm = 0.162\ m$

$v_t = {}^{\omega \times d}\!/_{2} = 56.54 \times 0.162/2 = 4.579\ m/s$

$k_v = {}^{6}\!/_{6+\sqrt{4.579}} = 0.737$

On a

$Yv = 1/\ Kv = 1/0.737 = 1.357$

v_t : La vitesse tangentielle du cercle primitif

$\mathrm{Y_s}$: Facteur de service

Il est introduit pour tenir compte de la nature de l'organe moteur et de l'organe récepteur.

Pour un fonctionnement de 8h/jour $\mathrm{Y_s} = 1$ (Annexe 4)

$d_2 = 60\ mm\ ;\ i = 2.685\ ;\ \alpha = 20\ °$

$$\sigma_{\mathrm{Hmax2}} = \sqrt{\frac{0.7 \times 2.1 \times 10^5}{\sin(2 \times 20)}} \sqrt{\frac{8529.38(1 + 1/i)\ 1.357 \times\ 1)}{60 \times 25.58}}$$

$\sigma_{\mathrm{Hmax1}} = 936.28\ N/mm^2$

$\sigma_{\mathrm{Hmax2}} = 1538.46\ N/mm^2$

La pression limite du $16MnCr5$ est de σ_{Hadm} = 1920 N/mm^2

$\sigma_{Hmax} < \sigma_{Hadm}$ La pression superficielle est vérifiée .

3.3.3 Vérification à la flexion :

La dent est considérée comme une poutre encastrée, la contrainte maximale de flexion dans 1' encastrement de la dent est donnée par

$$\sigma_{\mathrm{f}} = \frac{\mathrm{F}_t}{bm}\,\mathrm{Y_s} \times Y_F \times Y_\varepsilon \times Y_V \qquad [\mathbf{1}]$$

- Y_F : Facteur de forme réel. (Annexe 5)

- Y_ε : Facteur de conduit
- $Y\varepsilon = 0.25 + {}^{0.75}/_{\varepsilon\alpha}$

Avec $\varepsilon_\alpha = \varepsilon = 1.65$ car notre engrenage est un engrenage non . corriges.

- Y_ε=0.704
- $Y_F = 3.2$ (Annexe 5)

$\sigma_f = 339.78\ N/mm^2$

$\sigma_{fadm} = 420\ N/mm^2$

$\sigma_{fadm} > \sigma_f$

Les dentures résistent bien à la flexion.

3.3.4 Vérification à la rupture

Vérification à la rupture par la formule

$$\sigma_r = \frac{F_t}{bm} Y_f \times Y_\varepsilon \times Y_{SA} \times Y_A \times K_V \ [\mathbf{11}]$$

- Y_{SA}: Facteur de concentration de contrainte (Annexe 6)

  $Y_{SA} = 1.5$

- Y_A : Facteur d'application

  $Y_A = 1.5$

  $\sigma_r = 415.217\ N/mm^2$

  $\sigma_r < \sigma_{radm}$

3.3.5 Vérification à l'usure

Les engrenages fonctionnent avec suffisamment de filtre à huile pour qu'il y ait peu d'usure, mais si le film d'huile n'est pas assez épais, un contact métal sur métal se produira. Ce contact peut provoquer une usure très sévère.

Le facteur d'usure doit être inférieur à

- 1000 N/mm pour fonte
- 2000 N/mm pour acier moulé ou forgé

- 2000-2500 N/mm pour acier spéciaux traités.

Donc on doit tenir compte du facteur d'usure qui est donne par :

$$U = \frac{F_t}{b} \quad [5]$$

$$\frac{F_t}{b} = 333.43\ N/mm$$

Les dentures résistent bien à l'usure.

3.4 Calcul des arbres

Notre commande contient deux arbres à axe concourant, l'un horizontal et l'autre vertical enveloppé par l'entretoise.

Le moment de torsion du moteur est transmis par l'arbre horizontal à travers le couple des roues coniques à l'arbre vertical.

Tous les arbres sont raccordés avec la roue par des clavettes.

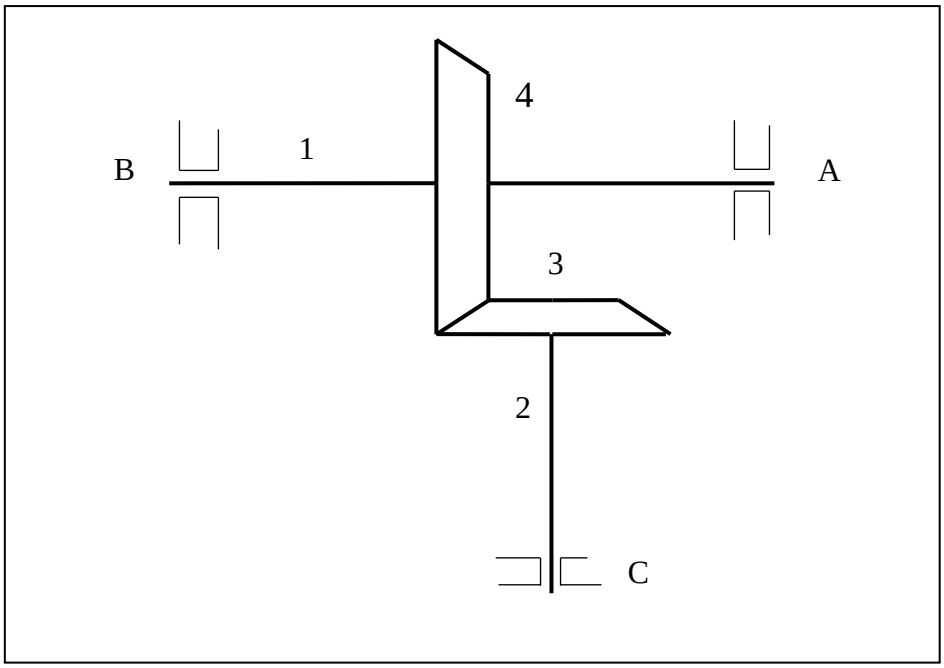


Figure 3. 2 schéma des appuis et arbres

(1): Arbre horizontal.

(2) : Arbre vertical.

(3) : Pignon.

(4) : Roue motrice.

$(A-B-C)$: Roulements conique KB.

(C) : Le point c contient deux roulements identiques on suppose que les réactions sur ce point après on divise les réactions par deux pour obtenir les réactions sur les roulements

On fait les calcules pour un seul roulement (D) le calcule de ce roulement est le même sur l'autre roulement.

3.4.1 Matière des arbres :

Nos arbres seront en acier inoxydable $35\mathrm{NCD6}$ dont les caractéristiques sont :

R_e Résistance élastique $R_e = 660N/mm^2$

$[\sigma_r]$Contrainte de rupture $[\sigma_r] = 1980N/mm^2$

$[\sigma_{radmi}]$ Contrainte admissible de torsion

$[\sigma_{radmi}] = 1148\ N/mm^2$

R_{pe} : Résistance pratique à l'extension

$\mathrm{R_{pe}} = \mathrm{R_e/s} = 660/2 = 330\ N/mm^2$

S : Coefficient de sécurité S =2

Tableau 3.1 valeurs des forces appliquées

$F_t = 8529.38\ N$	$F_t = 8529.38\ N$
$F_{r1} = 1083.64\ N$	$F_{r2} = 2909.17\ N$
$F_{a1} = 2909.17\mathrm{N}$	$F_{a2} = 1083.64N$

Remarque **:** les matières choisis pour les arbres est la même celle de l'arbre de la pompe.

3.4.2 Arbre horizontal

3.4.2.1 Calcul de réactions sur l'arbre horizontal

Calcul la masse de la roue

On a

$$P_0 = \rho \pi r^2 l g$$

Avec

$$\rho(16\text{mncr5}) = 7800 \ kg/m^3$$

$$\text{r} = \frac{\text{d}_{\text{m1}}}{2} = 0.069005\text{m}$$

$$\text{l} = 8 \times 3 \times 10^{-3}$$

$$\text{g} = 9.81 \ \text{m/s}^2$$

$$\text{P}_0 = 27.47 \ \text{N}$$

Dans le plan horizontal

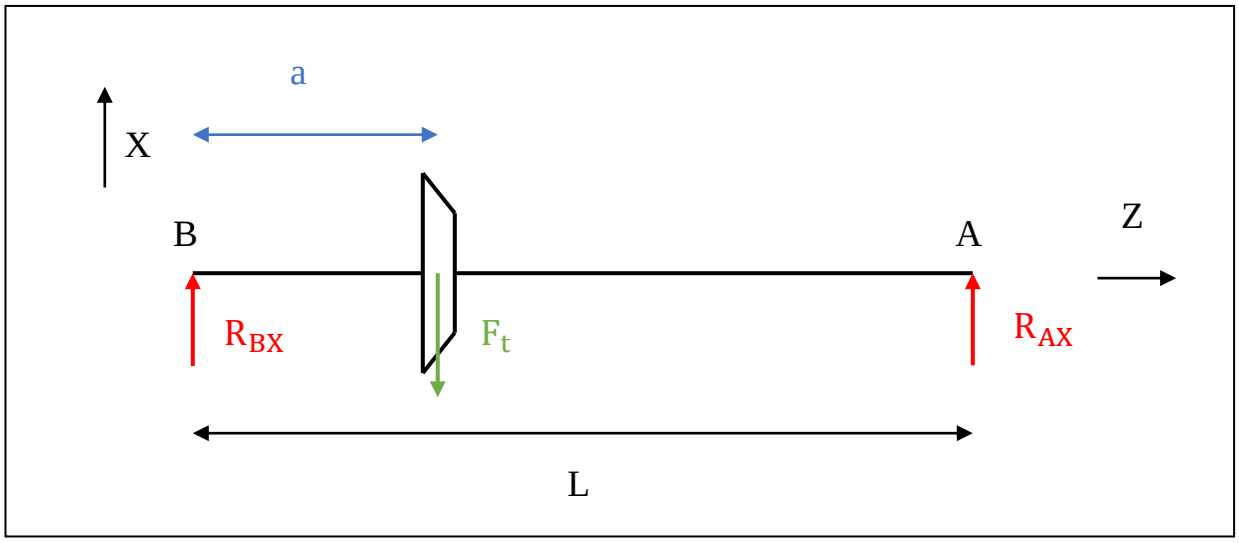


Figure 3. 3 réactions de premier arbre plan horizontal

On a depuis la figure 3.3

$$\text{L} = 150.25 \ \text{mm}; \text{a} = 39 \ \text{mm} \ ; F_t = 8529.38 \ N$$

$$\sum F/_X = 0$$

$$F_t = R_{AX} + R_{BX}$$

$$\sum M/_B = 0$$

$$\mathrm{R_{AX}} \times L - \mathrm{F_t} \times a = 0$$

$$\mathrm{R_{AX}} = \frac{\mathrm{F_t} \times a}{\mathrm{L}} = \frac{8529.38 \times 39}{150.25}$$

$$\mathrm{R_{AX}} = 2{,}213.94\ \mathrm{N}$$

$$\mathrm{R_{BX}} = 6315.43\ \mathrm{N}$$

Dans le plan vertical

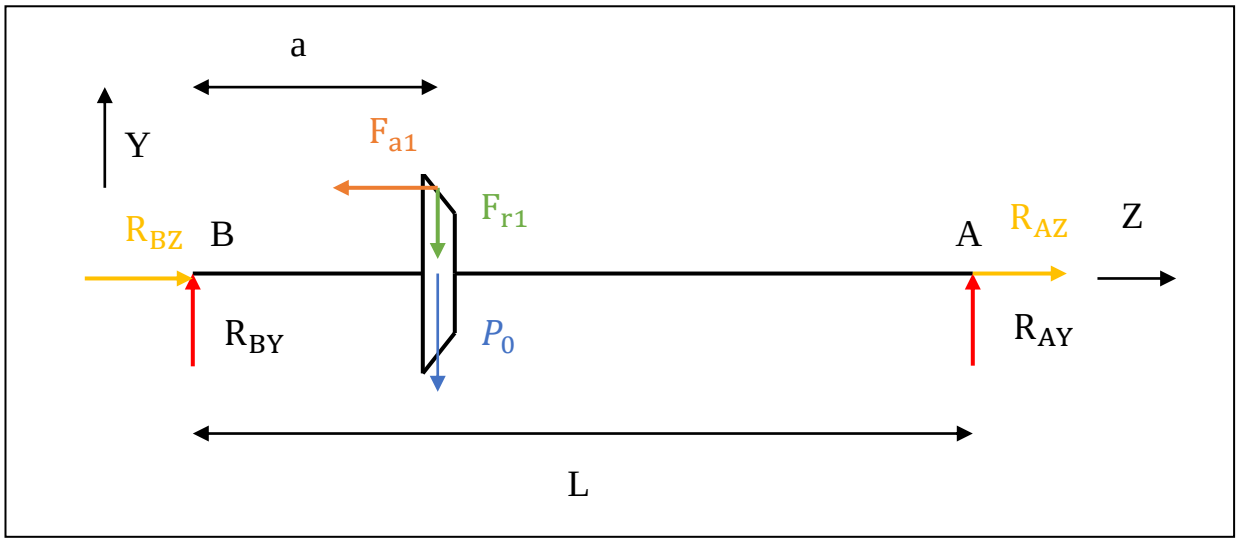


Figure 3. 4 réactions de premier arbre plan vertical

On a depuis la figure 3.4

$$\sum F/_Y = 0$$

$$F_{r1} + P_0 = R_{AY} + R_{BY}$$

$$\sum F/_Z = 0$$

$$F_{a1} = R_{AZ} + R_{BZ}$$

$$\frac{F_{a1}}{2} = R_{AZ} = R_{BZ} = \frac{2909.17}{2} = 1454.585\ N$$

$$\sum \mathrm{M}/_{\mathrm{B}} = 0$$

$$\mathrm{R_{AY}} \times \mathrm{L} - (\mathrm{F_{r1}} + \mathrm{P_0}) \times \mathrm{a} + \mathrm{F_{a1}} \times \mathrm{r_{m1}} = 0$$

$$\mathrm{R_{AY}} = \frac{(\mathrm{F_{r1}} + \mathrm{P_0}) \times \mathrm{a} - \mathrm{F_{a1}} \times \mathrm{r_{m1}}}{\mathrm{L}}$$

$$\mathrm{R_{AY}} = -1047.68\ N$$

$$\mathrm{R_{BY}} = 2158.79\ N$$

Tableau 3.2 valeur des réactions sue le premier arbre

$\mathrm{R_{AX}} = 2{,}213.94\ \mathrm{N}$	$\mathrm{R_{AY}} = -1047.68\ N$	$\mathrm{R_{AZ}} = 1454.585\ \mathrm{N}$
$\mathrm{R_{BX}} = 6315.43\ \mathrm{N}$	$\mathrm{R_{BY}} = 2158.79\ \mathrm{N}$	$\mathrm{R_{BZ}} = 1454.585\ \mathrm{N}$

3.4.2.2 Diagrammes des moments

Moment de torsion

$$\mathrm{M_t} = \mathrm{F_t} \times \mathrm{r_{m1}} = 8529.38 \times 69.005$$

$$\mathrm{M_t} = 588.57\ \mathrm{N.m}$$

Moment de flexion horizontal

$a = 39\ mm; L = 150.25\ mm$

Section 1

$0 < X < a$

$\mathrm{M} = R_{BX} \times X$

Si $X = 0$; $\mathrm{M} = 0\ N.m$

Si $X = a$; $M = R_{BX} \times a$

$\mathrm{M(a)} = 246.3\ N.m$

Section 2

$a < X < l$

$\mathrm{M} = R_{BX} \times X - F_t \times (X - a)$

Si $x = a$; $\mathrm{M} = R_{BX} \times a$

$\mathrm{M} = 246.3\ N.m$

Si $x = l$

$\mathrm{M} = R_{BX} \times L - F_t \times (L - a)$

$\mathrm{M} = 0\ N.m$

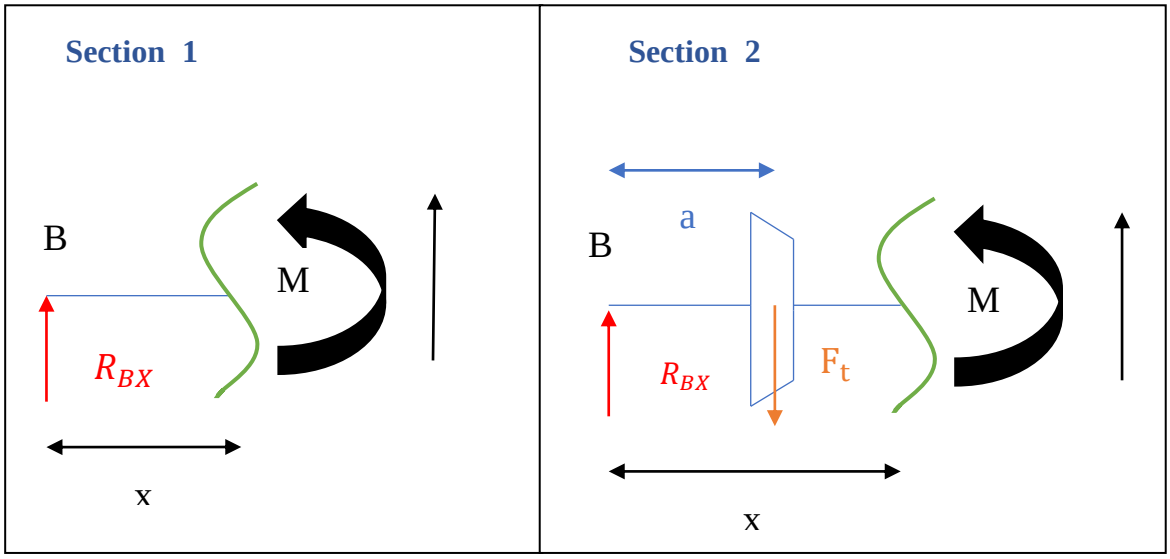


Figure 3. 5 Coup horizontal de premier arbre

Moment de flexion vertical

$\mathrm{a} = 39\ \mathrm{mm}; \mathrm{L} = 150.25\ \mathrm{mm}$

Section 1

$0 < X < a$

$M = R_{BY} \times \mathrm{X} - F_a \times r_{m1}$

Si $x = 0\ N.m$

$\mathrm{M}(0) = -\mathrm{F_{a1}} \times \mathrm{r_{m1}} = -200.75\ \mathrm{N.m}$

Si $x = a\,; M(a) = R_{BY} \times \mathrm{a} - F_{a1} \times r_{m1}$

$M(a) = -116.55\ \mathrm{N.m}$

Section 2

$\mathrm{a} < x < l$

$M = -(\mathrm{F_{r1}} + \mathrm{P_0}) \times (\mathrm{X} - \mathrm{a}) - \mathrm{F_{a1}} \times \mathrm{r_{m1}} + \mathrm{R_{BY}} \times \mathrm{X}$

Si x= a

$M(a) = \mathrm{R_{BY}} \times \mathrm{a} - F_{a1} \times r_{m1} = -116.55\ N.m$

Si x= L

$M(l) = -(\mathrm{F_{r1}} + \mathrm{P_0}) \times (\mathrm{L} - \mathrm{a}) - F_{a1} \times r_{m1} + R_{BY} L$

$M(l) = 0\ N.m$

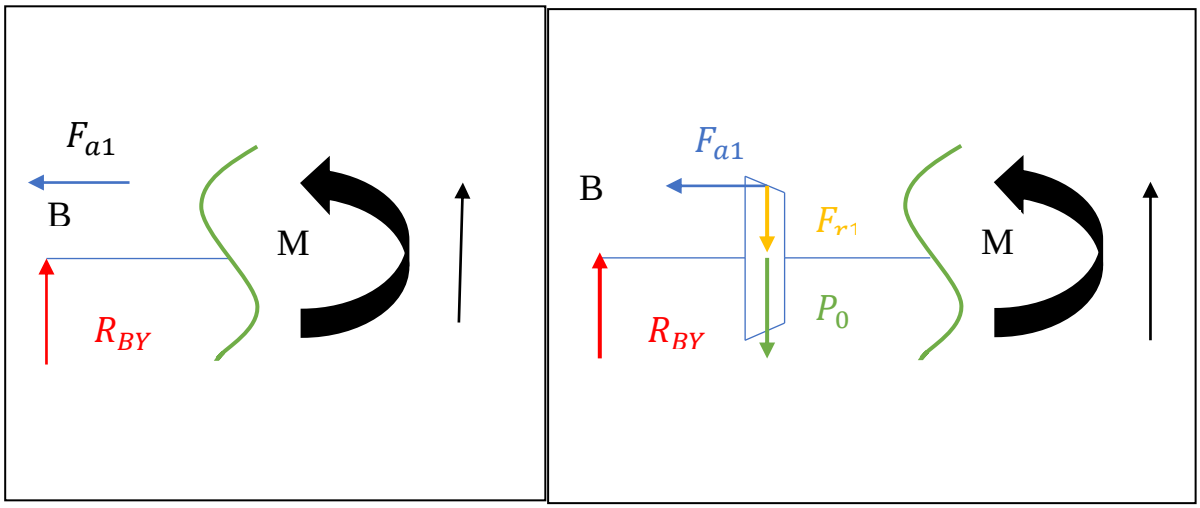


Figure 3. 6 Coup vertical de premier arbre

3.4.2.3 Diagramme moment fléchissant

Diagramme moment de torsion :

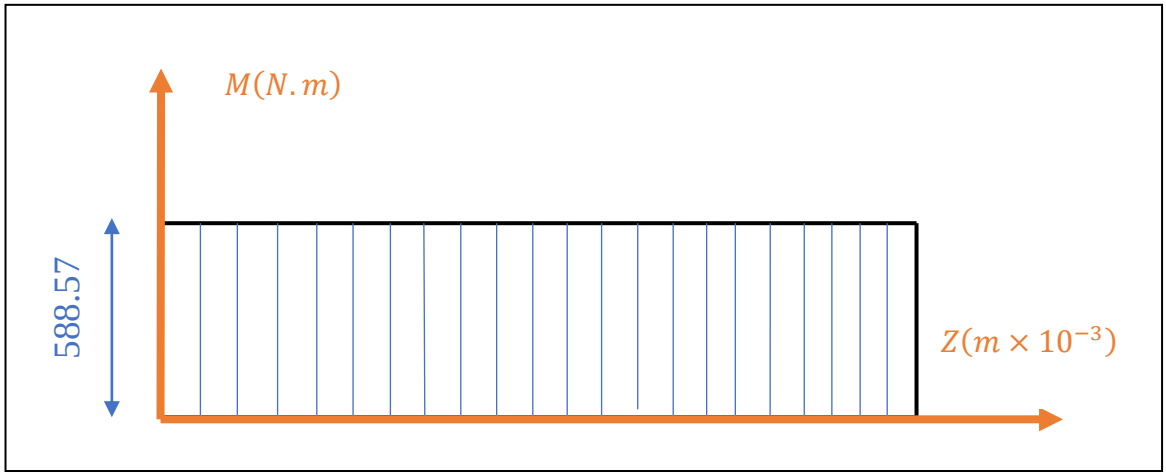


Figure 3. 7 Diagramme de moment de torsion de premier arbre

Diagramme moment de flexion horizontal :

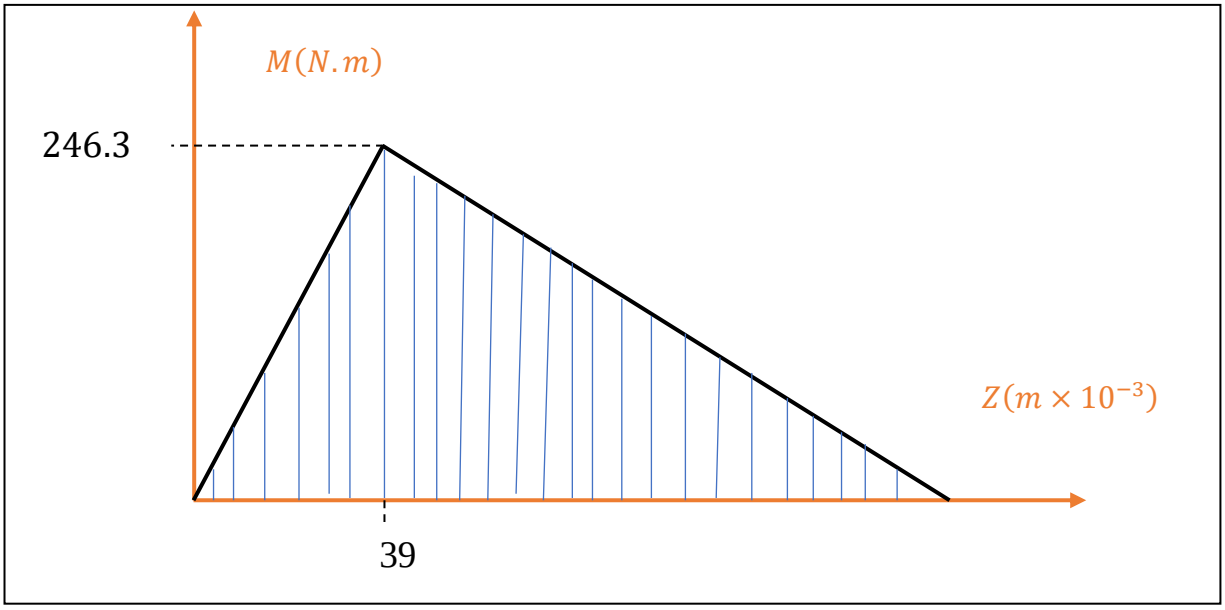


Figure 3. 8 Diagramme de moment de flexion horizontal de premier arbre

Diagramme moment de flexion vertical :

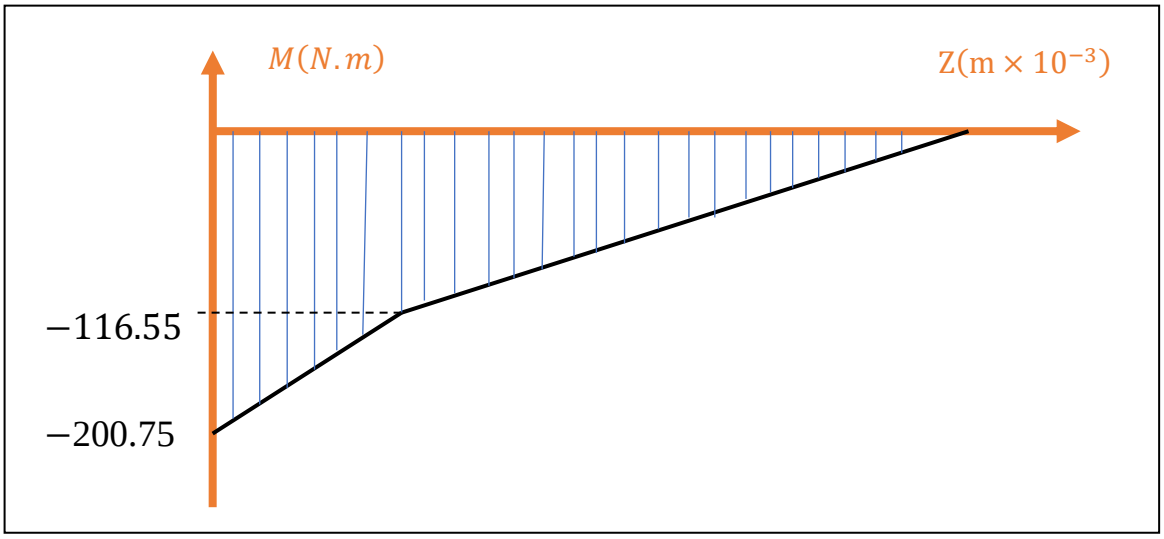


Figure 3. 9 Diagramme de moment de flexion vertical de premier arbre

3.4.2.4 Calcul du diamètre

D'après les diagrammes des moments fléchissent et torsion, on constante que la section dangereuse de l'arbre sera la section du point A. On effectue le calcul d'après la troisième hypothèse de résistance, donc on détermine la valeur du moment fléchissant équivalent par la formule :

$$M_{eq} = \sqrt{\left({M_f}^2 + {M_t}^2\right)} \quad [12]$$

$$M_f = \sqrt{\left({M_X}^2 + {M_Y}^2\right)}$$

$$M_{eq} = \sqrt{((-200.75)^2 + (246.3)^2 + 588.57^2)}$$

$$M_{eq} = 668.86\ N.m$$

On a

$$\omega = \frac{\pi d^3}{32} \geq \frac{M_{eq}}{\mathrm{R_{pe}}}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{eq}}{\pi \mathrm{R_{pe}}}} \qquad [12]$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 665.76 \times 1000}{\pi \times 330}}$$

$$d_1 \geq 27.43\ mm$$

$$d_1 = 30\ mm$$

On prend le diamètre $d_1 = 30$ mm pour le choix du roulement.

3.4.3 L'arbre vertical

3.4.3.1 Détermination des réactions aux appuis

Dans le plan horizontal.

$$\sum \mathrm{F/_X} = 0$$

$$\mathrm{F_t} = \mathrm{R_{CX}}$$

$$\mathrm{R_{DX}} = 8529.64\ N$$

$$R_{DX} = 4264.69\ N; R_{EX} = 4264.69\ N$$

Dans le plan vertical

$$\sum \mathrm{F/_Y} = 0$$

$$\mathrm{F_{r2}} = \mathrm{R_{CY}}$$

$$R_{DY} = 1454.585\ N;\ R_{EY} = 1454.585\ N$$

$$\sum \mathrm{F/_Z} = 0$$

$$\mathrm{F_{a2}} = \mathrm{R_{CZ}}$$

$$\mathrm{R_{CZ}} = 1083.64\ \mathrm{N}$$

$$\mathrm{R_{DY}} = 541.82\ N$$

$$\mathrm{R_{EY}} = 541.82\ \mathrm{N}$$

Le point c contient deux roulements similaires D et E, elles ont les mêmes réactions

Tableau 3.4 valeurs des réactions sur le deuxième arbre

$R_{CX} = 8529.38\ N$	$R_{CY} = 2909.17\ N$	$\mathrm{R_{CZ}} = 1083.64\ \mathrm{N}$
$R_{DX} = 4264.69\ N$	$R_{DY} = 1454.585\ N$	$\mathrm{R_{DZ}} = 541.82\ N$
$R_{EX} = 4264.69\ N$	$R_{EY} = 1454.585\ N$	$\mathrm{R_{EZ}} = 541.82\ \mathrm{N}$

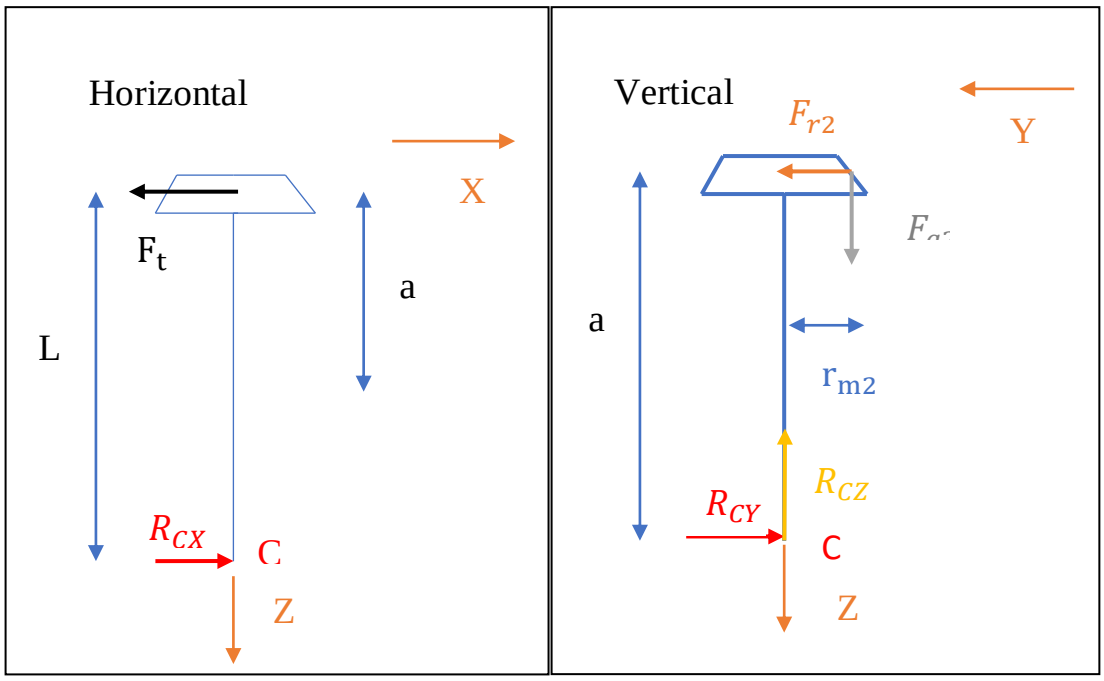


Figure 3. 10 les forces et les réactions sur le deuxième arbre

3.4.3.2 Diagrammes des moments

Moment de torsion

$$\mathrm{M_{t2}} = \mathrm{F_t} \times \mathrm{r_{m2}} = 8529.38 \times 25.7 \times 10^{-3}$$

$$\mathrm{r_{m2}} = 25.7\ mm$$

$$\mathrm{M_{t2}} = 219.20\ \mathrm{N}.m$$

Moment de flexion horizontal

$$a = 45\ mm$$

Section $[0 < X < a]$

$\mathrm{M} = -F_t \times \mathrm{X}$

SI $X = 0$

$M = 0\ N.m$

SI $X = a$

$M = -F_t \times \mathrm{a} = -383.82 = -383.82\ \mathrm{N.m}$

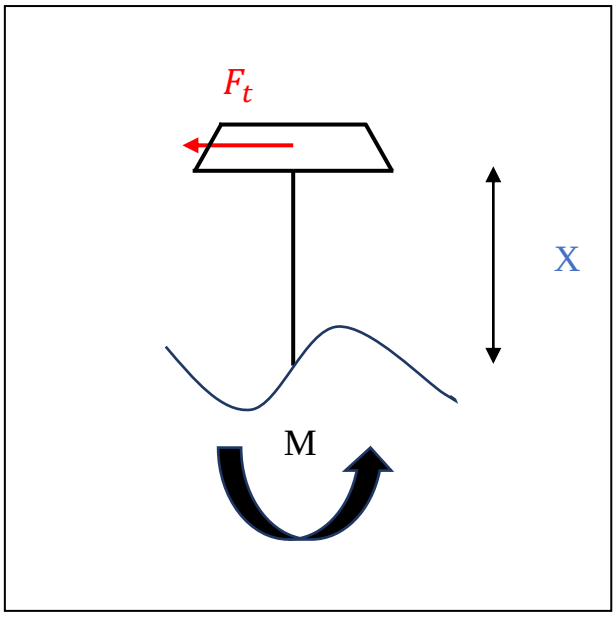


Figure 3. 11 Coup de deuxième arbre, plan horizontal

Moment de flexion vertical

$a = 45\ mm$

Section_$[0 < X < a]$

$\mathrm{M} = -\mathrm{F_{r2}} \times \mathrm{X} + \mathrm{F_{a2}} \times \mathrm{r_{m2}}$

Si $\mathrm{X} = 0$

$\mathrm{M} = \mathrm{F_{a2}} \times \mathrm{r_{m2}} = 27.85\ \mathrm{N.m}$

Si $\mathrm{X} = \mathrm{a}$

$\mathrm{M}(a) = -\mathrm{F_{r2}} \times \mathrm{a} + \mathrm{F_{a2}} \times \mathrm{r_{m2}} = -103.06\ \mathrm{N.m}$

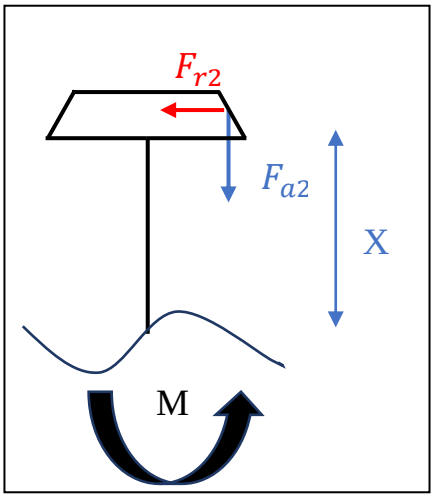


Figure 3. 12 Coup de deuxième arbre, plan vertical

Diagramme moment de torsion arbre vertical

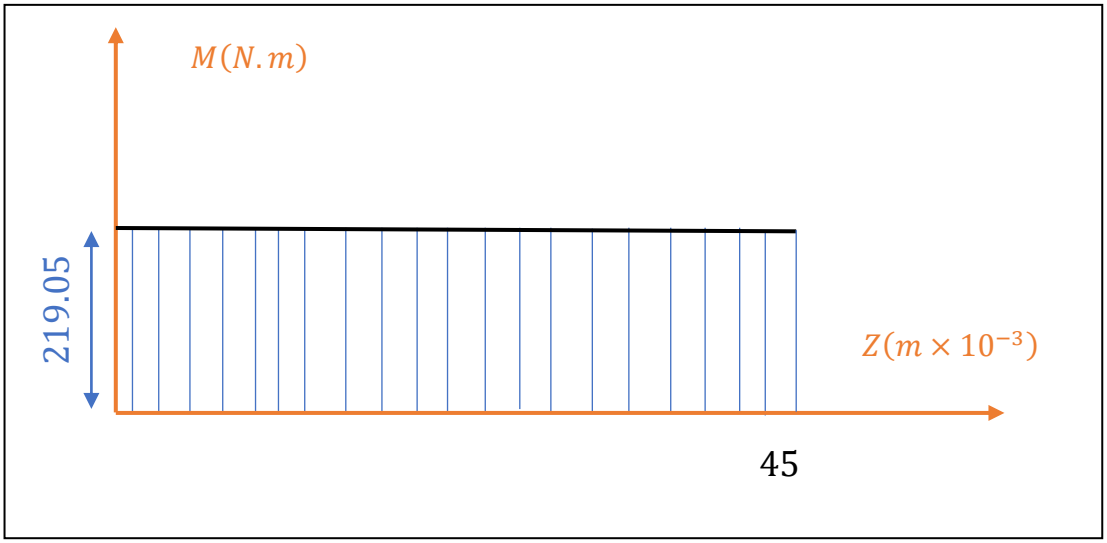


Figure 3. 13 Diagramme moment de torsion arbre vertical

Diagramme moment de flexion Horizontal

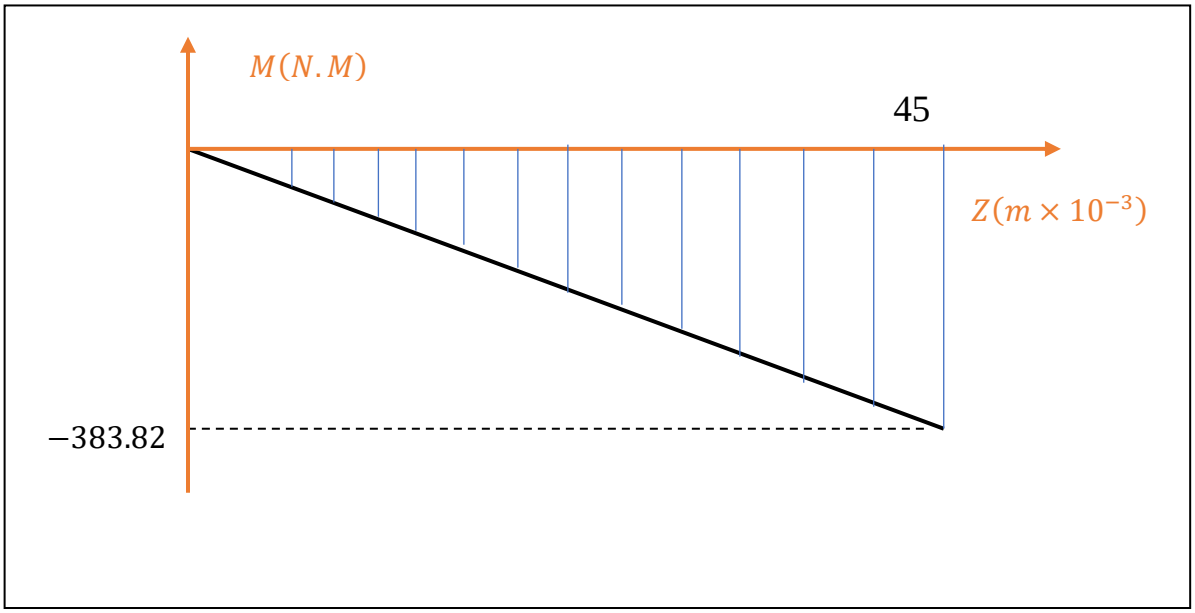


Figure 3. 14 Diagramme moment de flexion Horizontal

Diagramme moment de flexion vertical

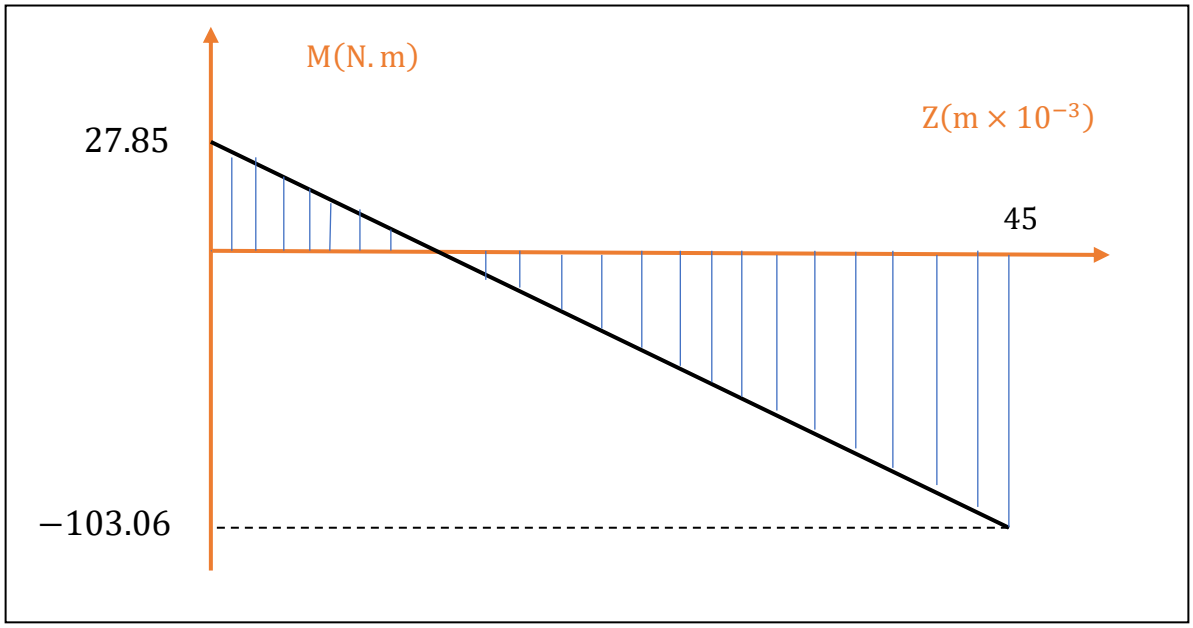


Figure 3. 15 Diagramme moment de flexion vertical

3.4.3.3Calcul diamètre de l'arbre vertical

$$M_{eq} = \sqrt{\left(M_x{}^2 + M_Y{}^2 + M_t{}^2\right)}$$

$$M_{eq} = \sqrt{((= -383.82\ )^2 + (-103.06)^2 + 219.05^2)}$$

$$M_{eq} = 453.786\ \text{N.m}$$

On a

$$\omega = \frac{\pi d^3}{32} \geq \frac{M_{eq}}{R_{pe}}$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{eq}}{\pi R_{pe}}} \qquad [\mathbf{12}]$$

$$d_2 \geq 24.10\ mm$$

$$d_2 = 25\ mm$$

On prend le diamètre de l'arbre de la pompe $d_2 = 25mm$

Les diamètres qu'on a choisis 25 et 30 pour le choix des roulements.

3.5 Calcul et Vérification de la clavette :

3.5.1 Rôle de clavette

En mécanique, une clavette (étymologiquement, une petite clé) est une pièce qui a pour fonction de lier en rotation deux pièces (liaison de moyeux). En complément, elle peut être dimensionnée pour se rompre par cisaillement lorsque le couple transmis est trop important.

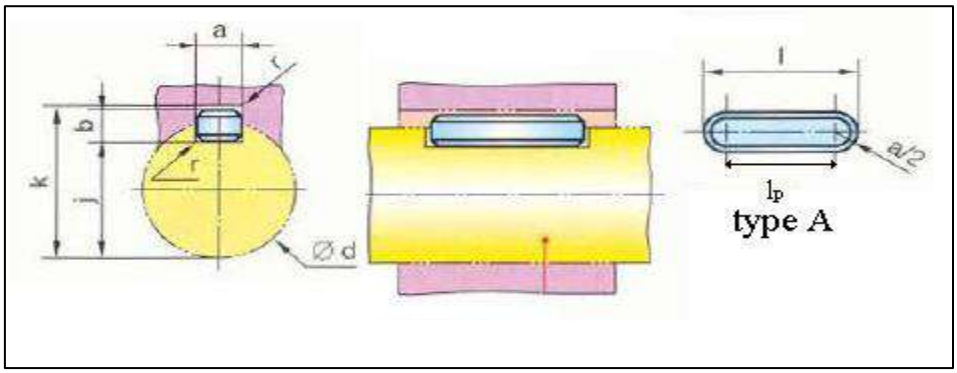


Figure 3. 16 Dimensionnement de clavette [13]

Une clavette est une pièce destinée à éliminer la liaison en rotation ; elle est en acier mi-dur $Xc25$ dont les caractéristiques.

R_r : Résistance à la rupture $R_r = 600\ N/mm$

$[\tau_{cis}]$: Contrainte de cisaillement admissible $[\tau_{cis}] = 100\ N/mm^2$

On utilise une clavette parallèle ordinaire de démentions

$(\mathrm{a} \times \mathrm{b} \times \mathrm{l}) = (8 \times 4 \times \mathrm{l})$

3.5.2 Détermination de la longueur pratique de la clavette

On a

$\tau_{moy} \leq [\tau_{cis}]$

$\tau_{moy} = {F_t}/{S} = {F_t}/{l_p \times a}\ ;\ [\tau_{cis}] = {R_g}/{S}$

Avec

l_p : La longue pratique de la clavette.

R_g : Résistance au glissement $R_g = {R_r}/{s}$

S : Facteur de sécurité $\mathrm{S} = 1.5$

On remplace sur l'équation

$\tau_{\mathrm{moy}} \leq [\tau_{\mathrm{cis}}]$

${\mathrm{F_t}}/{\mathrm{l_p} \times \mathrm{a}} \leq {\mathrm{R_r}}/{\mathrm{s}^2}$

${\mathrm{F_t} \times \mathrm{s}^2}/{\mathrm{R_r} \times \mathrm{a}} \leq \mathrm{l_p}$

$\mathrm{l_p} \geq 3.998\ mm$

On prendre $\mathrm{l_p} = 17\ mm$

3.5.3 Vérification de la clavette cisaillement

$\tau_{\mathrm{moy}} = {\mathrm{F_t}}/{\mathrm{l_p} \times \mathrm{a}} = \dfrac{8529.38}{17 \times 8} = 62.71\ N/mm^2$

$62.71 N/mm^2 < 100\ N/mm^2$

Donc la clavette est vérifiée au cisaillement.

Les démentions de la clavette

$l = \mathrm{l_p} + a/2\ + a/2$

$l = 25\ mm$

$(\mathrm{a} \times \mathrm{b} \times \mathrm{l}) = (8 \times 4 \times 25)$

3.6 Cannelures

Afin de transmettre le couple du moteur à l'arbre horizontal via le joint universel, des cannelures à côtés parallèles sont utilisées. Le nombre et la taille des cannelures dépendent du diamètre de l'arbre et des conditions de fonctionnement

Il existe trois séries de Cannelures :

- Série légère
- Série moyenne
- Série forte

Dans notre cas On utilise des cannelures à Série moyenne.

On suppose que l'effort à transmettre se répartit également sur les flancs et on écrit la condition de résistance au matage :

$$\sigma_{\mathrm{comp}} = \frac{2\mathrm{M_t}}{\mathrm{d_m} \times \mathrm{h} \times \mathrm{l} \times \mathrm{n'} \times \Psi} \qquad [8]$$

Avec :

$M_t = 588.57 \times 10^3\ N.mm$

d_m Diamètre moyen

$$d_m = \frac{(D+d)}{2} = 35\ mm$$

D : Diamètre de moyeu$D = 38\ mm$

d : Diamètre de l'arbre $d = 32\ mm$ (Annexe 7)

On a choisi la cannelure de $d = 32\ mm$ série légère.

h : Projection de la hauteur de la surface de la dent sur son plan diamétrale

$h = (D - d)/2 = 3$

l : Longueur des cannelures $l = 30\ mm$

n' : Nombre de cannelures$n' = 8$

Ψ : Coefficient de sécurité $\Psi = 0.75$

$\sigma_{comp} = 61.11\ N/mm^2 < [\sigma_{comp}] = 120\ N/mm^2$

Tous les paramètres près depuis tableaux à partir du diamètre de l'arbre (Annexe 7).

3.7 Calcul des roulements

3.7.1 Introduction

En physique, le roulement, et plus précisément le roulement sans glissement, est le mouvement d'un corps qui reste en contact avec une surface d'appui sans glisser, qui s'entend généralement pour un corps possédant une symétrie de révolution (sphère, cylindre, roue) et progressant en tournant sur lui-même. Il peut aussi s'agir d'objets moins aptes comme les dés.

En construction mécanique, le roulement mécanique est un composant mécanique utilisé pour le guidage en rotation ou en translation.

Pour bien choisir un roulement, l'important est de tenir compte de plusieurs paramètres :

- Son application :
  Les roulements sont présents partout et donc leurs applications sont variées.
- La vitesse de rotation :
  Le roulement à billes supporte des vitesses élevées et des charges réduites, tandis que le roulement à rouleaux supporte des charges plus élevées mais des vitesses inférieures.
- La charge supportée
  La charge Dynamique de base
  La charge Statique
- Durée de vie des roulements.
- Durée de fatigue nominale.
- Les tolérances des roulements

Ont été normalisées tant au niveau national qu'international conformément aux normes ISO.

3.7.2 Détermination des dimensions d'un roulement

Le type de roulement étant choisi, le calcul permet de déterminer la dimension d'un roulement capable d'encaisser pour une durée de vie fixée. Les efforts appliquent,

- Fréquence de rotation $n(\text{tours/min})$
- Charge dynamique équivalente $\mathrm{P(N)}$
- La durée nominale L_h en heure de fonctionnement.
- Les démentions en calculant la charge dynamique de base C

Ces différents éléments sont liés par les relations suivantes

$$L_T = \left(\frac{C}{P}\right)^K \qquad [8]$$

$$\mathrm{L_h} = \frac{10^6}{60 \times \mathrm{n}}\left(\frac{\mathrm{C}}{\mathrm{P}}\right)^{\mathrm{K}} \qquad [8]$$

Avec

- $K = 3$ Pour billes.
- $K = {}^{10}/_{3}$ Pour les rouleaux.

P La Charge dynamique équivalente est donnée par la relation :

Si $\mathrm{F_a}/\mathrm{F_r} < e$	$P = \mathrm{F_r}$
Si $\mathrm{F_a}/\mathrm{F_r} > e$	$P = 0.4 \times \mathrm{F_r} + Y \times \mathrm{F_a}$

Tableau 3.1 charge dynamique équivalent $[4]$

X : Facteur radial.

Y : Facteur axial.

$\mathrm{F_a}$: Charge axiale.

$\mathrm{F_r}$: Charge radiale.

3.7.2.1 Calcul du roulement de l'arbre horizontal

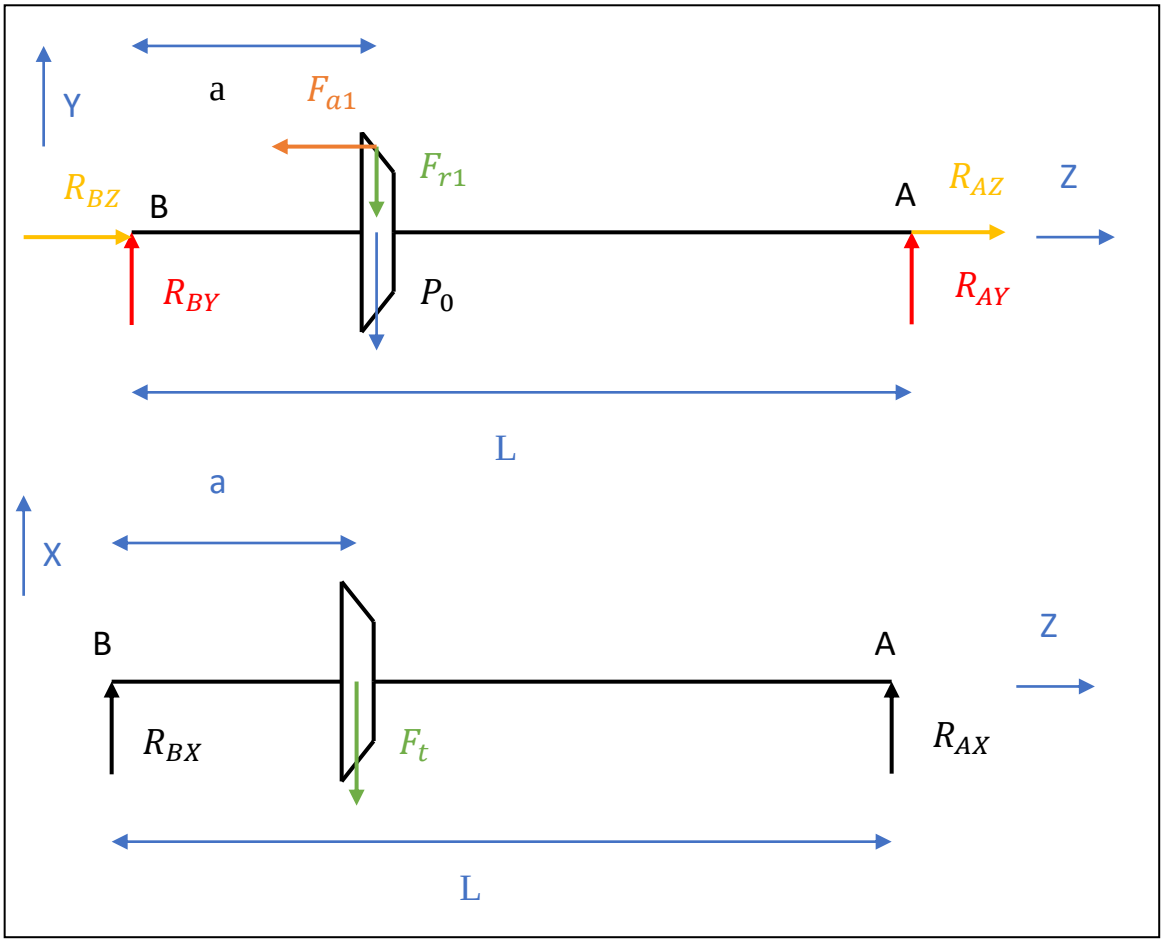


Figure 3. 17 réactions sur premier arbre

Calcul du roulement B

Les réactions sur le palier B

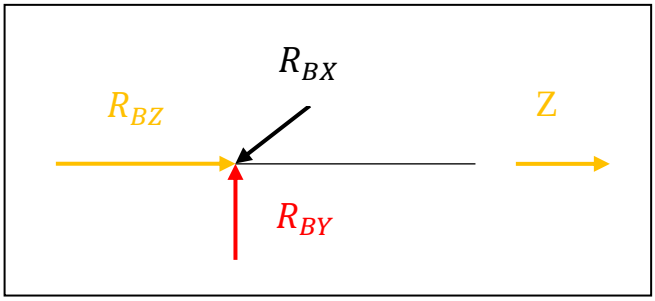


Figure 3. 18 Reactions au paliers B

La réaction totale sur le point B :

$$\mathrm{R_B} = \sqrt{((R_{BX})^2 + (R_{BY})^2 + (R_{BZ})^2)}$$

$$\mathrm{R_B} = \sqrt{((6315.43)^2 + (2158.79)^2 + (1454.585)^2)}$$

$$\mathrm{F_{R_B}} = \mathrm{R_B} = 6830.87\ \mathrm{N}$$

$$\mathrm{F_{a_B}} = 1454.585\ N$$

$$\frac{\mathrm{F_{a_B}}}{\mathrm{F_{R_B}}} = \frac{1454.585}{6937.90} = 0.2129 < e\ ;\ e = 0.37$$

$$P = \mathrm{F_{R_B}}$$

On a

$$C = 46000\ N\ [2];\ n = 540\ {}^{tour}/_{min}\ ; k = {}^{10}/_{3} \quad [4]$$

Durée nominale en heurs

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times n}\left(\frac{C}{P}\right)^K$$

$$L_{hB} = 17798.94\ heur$$

Durée approximative en années :

Si l'activité est estimée à 8 heures par jour, 26 jours par mois dans une année de 12 mois, la durée de vie dans une année est :

$$\mathrm{L_{B_{An}}} = \frac{\mathrm{L_{hB}}}{26 \times 12 \times 8} = 7.13\ \text{année}$$

Remarque

Le roulement choisi à une vitesse limite de $6000 tour/min$ notre vitesse est $540 tour/min$

On choisit le roulement à rouleaux conique30206.

Calcul du roulement A

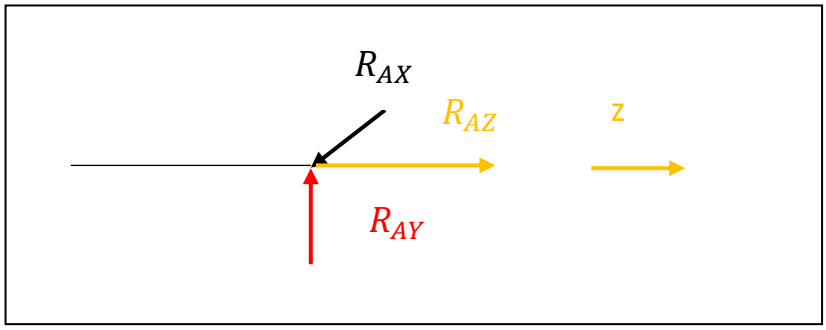


Figure 3. 19 réactions sur le palier A

La réaction totale sur le point B :

$$\mathrm{R_A} = \sqrt{((R_{AX})^2 + (R_{AY})^2 + (R_{AZ})^2)}$$

$$\mathrm{R_A} = \sqrt{((2213.94)^2 + (-1047.68)^2 + (1454.585)^2)}$$

$$\mathrm{F_{R_A}} = \mathrm{R_A} = 2848.68\ \mathrm{N}$$

$$\mathrm{F_{a_A}} = 1454.585\ N$$

$$\frac{\mathrm{F_{a_A}}}{\mathrm{F_{R_A}}} = \frac{1454.585}{2770.35} = 0.51 > e\ ;\ e = 0.37; Y = 1.6$$

$$P = 0.4 \times \mathrm{F_r} + Y \times \mathrm{F_a}$$

$$P = 3466.808\ N$$

On a

$$C = 46000\ N\ [2])\ n = 540\ {}^{tour}/_{min}\ ; k = {}^{10}/_{3} \quad [4]$$

Durée nominale en heurs

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times n}\left(\frac{C}{P}\right)^K$$

$$L_{hA} = 170692.77\ heur$$

<u>Durée approximative en années</u> :

Si l'activité est estimée à 8 heures par jour, 26 jours par mois dans une année de 12 mois, la durée de vie dans une année est :

$$L_{A_{année}} = \frac{L_{hB}}{26 \times 12 \times 8} = 68.38 \text{ année}$$

Remarque

Le roulement choisi à une vitesse limite de $6000 tour/min$ notre vitesse est $540 tour/min$

On choisit le roulement à rouleaux conique(KB) 30206 [4]

Le roulement 30206 ($d = 30; D = 62; T = 17.25$)(Annex 8)

Le roulement A et B Sont identique.

3.7.2.2 Calcul du roulement de l'arbre vertical

Calcul du roulement D

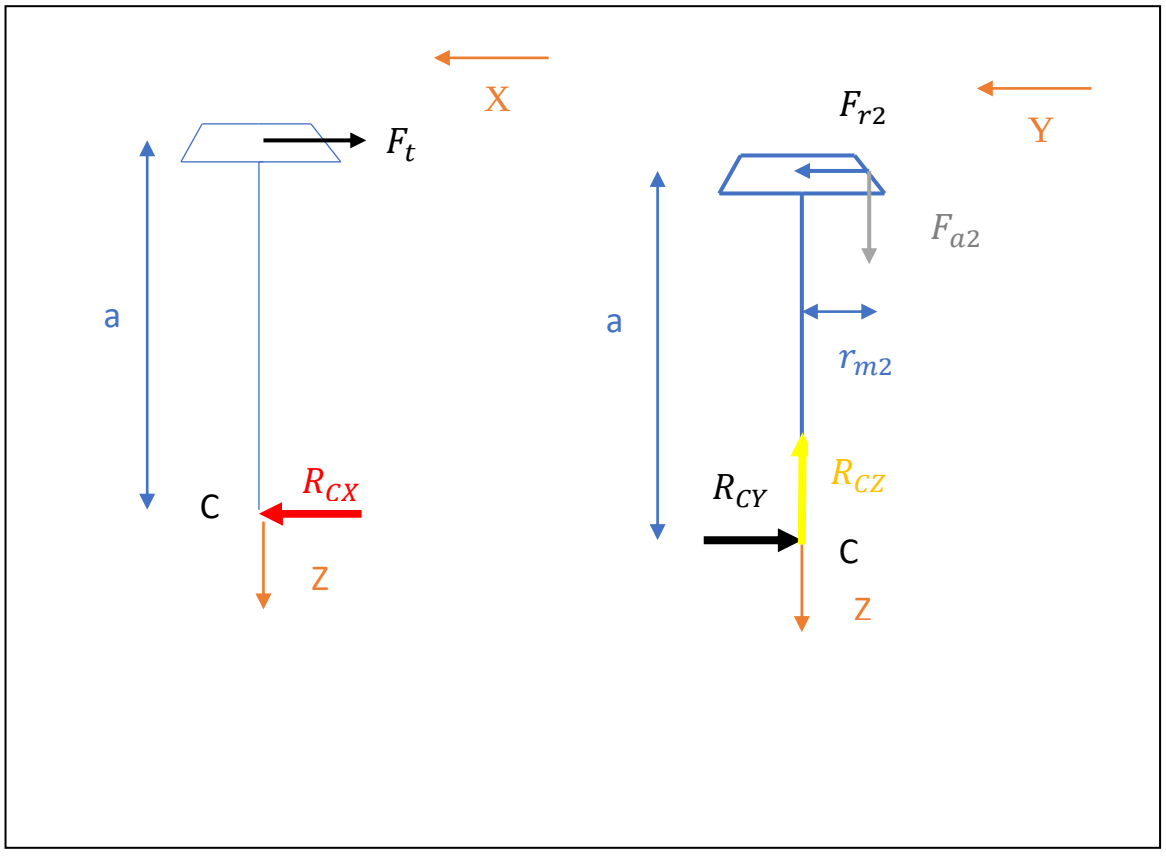


Figure 3. 20 réactions sur deuxième arbre

On a deux roulements D et E au point C

On fait l'étude pour un seul roulement D

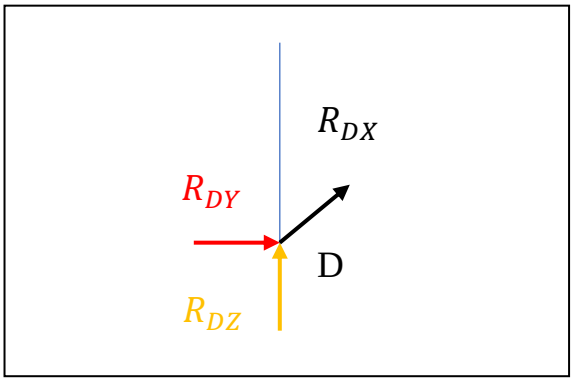


Figure 3. 21 réactions sur le palier D

Les réactions sur Le point C est la somme de deux roulements similaires (D-E).

Alors

La réaction totale sur le point D :

$$\mathrm{R_D} = \sqrt{((R_{DX})^2 + (R_{DY})^2 + (R_{DZ})^2)}$$

$$\mathrm{R_D} = \sqrt{((4264.69)^2 + (1454.585)^2 + (541.82)^2)}$$

$$\mathrm{F_{R_D}} = \mathrm{R_D} = 4538.38\ \mathrm{N}$$

$$\mathrm{F_{a_D}} = 541.82\ \mathrm{N}$$

$$\frac{\mathrm{F_{a_D}}}{\mathrm{F_{R_D}}} = \frac{541.82}{4538.38} = 0.11938 < e\ ;\ e = 0.37;$$

$$P = \mathrm{F_r}$$

$$P = 4538.38\ \mathrm{N}$$

On choisit le roulement à rouleaux conique(KB) 30206 [4]

$$C = 36000\ [2]; n_2 = 1450; K = {}^{10}/_{3}\ \ (Annex\ 8)$$

<u>Durée nominale en heurs</u>

$$\mathrm{L_h} = \frac{10^6}{60 \times \mathrm{n}}\left(\frac{\mathrm{C}}{\mathrm{P}}\right)^{\mathrm{K}}$$

$$\mathrm{L_{hD}} = 11441.58\ \mathrm{Heur}$$

Durée approximative en années :

Si l'activité est estimée à 8 heures par jour, 26 jours par mois dans une année de 12 mois, la durée de vie dans une année est :

$$L_{D_{année}} = \frac{L_{hD}}{26 \times 12 \times 8} = 4.58 \text{ année}$$

$$L_{E_{année}} = \frac{L_{hE}}{26 \times 12 \times 8} = 4.58 \text{ année}$$

Remarque

Le roulement choisi à une vitesse limite de $6000\ tour/min$ notre vitesse est $1450\ tour/min$

On choisit le roulement à rouleaux conique $(KB)30205$. [4]

Le roulement 30205 ($d = 25; D = 52; T = 16.25$)(Annex 8).

Le point C contient deux roulements D et E et identiques au montage O.

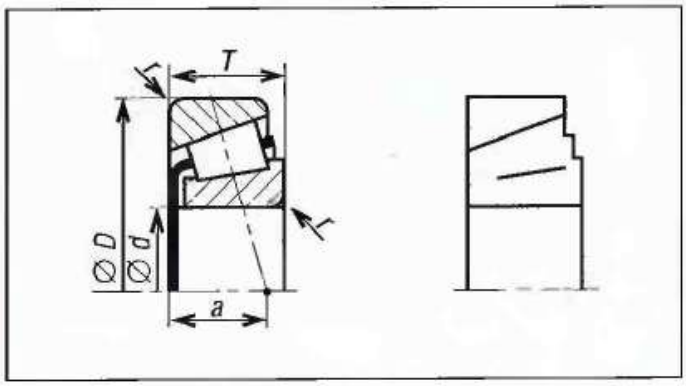


Figure 3. 22 Les démentions des roulements

3.8 Conclusion

Pour plus de résistance et bon fonctionnement, on a choisi et spécifier le type des roulements d'après le diamètre de l'arbre, le matériau de l'arbre, et la clavette.

Chapitre 4 : Lubrification et rendement du multiplicateur

Chapitre 4 Lubrification et rendement du multiplicateur

4.1 Introduction

Dans ce chapitre nous allons fait les déférent type de lubrification on doit calculer la viscosité pour connaitre quel type de huile on doit utiliser et on va calculer le rendement du multiplicateur de vitesse.

4.2 Lubrification

La fonction d'un lubrifiant est de favoriser le mouvement ou le glissement entre deux surfaces flottantes.

D'une manière générale, les lubrifiants réduisent les frottements et l'usure, évitent le grippage, participent au refroidissement, évacuent les impuretés (poussières, débris d'usure…), protègent contre la corrosion, peuvent avoir une fonction nettoyante (détergente) et parfois participer à l'étanchéité. Chacune de ces fonctions peut être plus ou moins développée selon l'application.

La lubrification ou le graissage est un ensemble de techniques permettant de réduire le frottement, l'usure entre deux éléments en contact et en mouvement l'un par rapport à l'autre. Elle permet souvent d'évacuer une partie de l'énergie thermique engendrée par ce frottement, ainsi que d'éviter la corrosion… Dans ces situations, les écoulements fluides sont parallèles aux surfaces, ce qui simplifie leur description et leur calcul (théorie de la lubrification).

On parle de lubrification dans le cas où le lubrifiant (mécanique) est liquide et grisage dans le cas où il est compact.

En mécanique, on lubrifie généralement les pièces de métal ou de céramique avec un corps gras, comme de l'huile ou de la graisse. Les lubrifiants sont des produits liquides, pâteux ou solides d'origine minérale (hydrocarbures pour l'essentiel), animale, végétale ou synthétique

Lubrification à la graisse

La lubrification à la graisse offre des avantages indéniables par rapport à la lubrification à l'huile : la graisse a moins tendance à fuir, elle contribue à l'étanchéité et protège les surfaces des roulements contre la corrosion

Lubrification à l'huile

La lubrification à l'huile s'impose, en général, lorsque les vitesses de rotation ou les températures de fonctionnement sont trop élevées pour permettre l'emploi de la graisse ; il en est de même lorsque le lubrifiant doit aussi contribuer au refroidissement du palier, ou si des éléments voisins (engrenages par exemple) sont également lubrifiés à l'huile

4.2.1 Procédés de lubrification

4.2.1.1 Lubrification par bain d'huile

C'est la plus simple et la plus usuelle. Une partie du mécanisme en mouvement (roue dentée…) trempe dans le bain et emporte par adhérence de l'huile vers les points à lubrifier.

La quantité d'huile du bain doit être suffisante et tenir compte des conditions de service.

Le niveau du bain doit être contrôlé périodiquement.

4.2.1.2 Lubrification par circulation forcée

Ce mode est le plus élaboré et le plus coûteux. Une même pompe lubrifie en même temps plusieurs zones ou points. Le débit d'huile, constant arrivant en chaque point à lubrifier, peut être réglé (soupapes) et calculé au plus juste pour assurer lubrification et refroidissement. Des échangeurs de chaleur (réfrigérants), des systèmes de filtration peuvent être ajoutés à l'installation.

4.2.1.3 Lubrification par projection d'huile

Elle est une variante de la précédente. Le mouvement des composants (engrenages.) doit être assez rapide (effet centrifuge) pour, qu'après trempage, le débit des projections soit suffisant. L'huile projetée sur les parois ruisselle et peut être recueillie (cuvettes, renvois, larmiers…) Puis dirigée (canaux) vers les parties à lubrifier.

4.2.1.4 Lubrification par brouillard d'huile

Elle est utilisée aux vitesses très élevées (roulements, engrenages) mais aussi dans les réseaux pneumatiques (lubrificateurs).

4.1.2 Choix de l'huile pour la lubrification

La viscosité est une propriété particulièrement importante, car elle influe sur la valeur du film d'huile entre les dentures.

Lorsque la viscosité augmente du fait de l'augmentation de l'épaisseur du film d'huile, le coefficient de frottement diminue.

Quand la vitesse tangentielle est $[v_t > 20\ m/s]$on doit avoir une viscosité calculée par la formule suivante :

$$\nu = \frac{67500}{[(10 \times v_t \times d) \times i/(i+1)]^{0,6}} \quad [10]$$

- ν : est donnée en centistokes (cst).
- v_t : vitesse tangentielle.
- d : Diamètre primitif du pignon.
- i : Rapport de transmission.
- k : facteur de pression superficielle.

Pour les bases et moyennes vitesses tangentielles la viscosité est calculée à partir du graphe.

$\nu = f(k/v_t)$

Notre cas on a une vitesse tangentielle de $v_t = 4.579 m/s$

$$k = \frac{F_t}{b \times d} \times \frac{(i+1)}{i}$$

$F_t = 852.938\ daN\ ;\ b = 25.58\ mm\ ; d = 60mm\ ; i = 2.685$

$k = 0.7627\ \text{daN/mm}^2$

$$\frac{k}{v_t} = \frac{0.7627}{4.579} = 0.1665\ \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \times \frac{s}{m}$$

Depuis Annexe on a $\nu = f(0.1665)$

Depuis le graphe on a $\nu = 470cst$ (Annexe 9)

D'après le diagramme

$\nu = 470cst \quad \nu = 60E°$ (Annexe 10)

D'après (Annexe 12) on a utilisé l'huile SAE50 avec température de 39° et de viscosité de $60E°$.

Remarque.

L'huile SAE50 sert aussi à lubrification des roulements.

4.3 Rendement du réducteur

4.3.1 Rendement des engrenages

Rendement d'un couple d'engrenages du fait de l'existence du fortement des dentures l'une sur l'autre, il Ya frottement, d'où on doit déterminer le rendement qui est donné par :

$$\eta = 1 - f\left(\frac{1}{r_{v1}} \pm \frac{1}{r_{v2}}\right)\frac{{g_f}^2 + {g_a}^2}{2\left(g_a + g_f\right)\cos\alpha} \quad [1]$$

- r_{v1},r_{v2} : rayon primitif virtuelle voire (figure 4.1)
- g_f : longueur d'approche.
- g_a : longueur de retraite.
- f : confession de frottement.

$$0.04 < f < 0.06\ ; f = 0.05$$

Remarque :

Le signe $(+)$ de la quantité entre parenthèse correspond aux engrenages extérieurs, et le signe $(-)$aux engrenages intérieurs

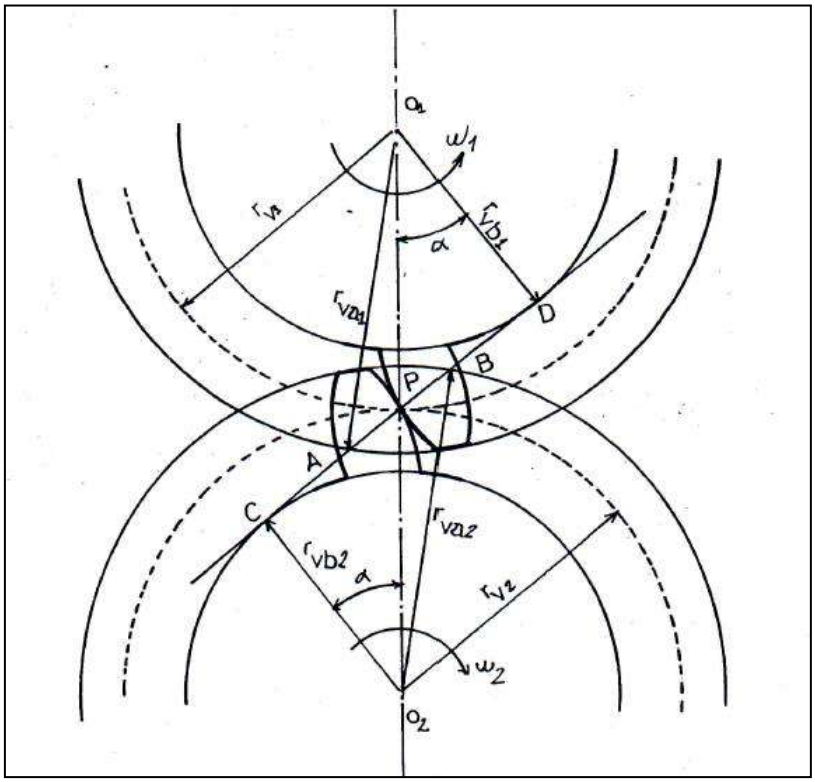


Figure 4. 1 Les démentions virtuels de l'engrenage

Calcul le rendement de l'engrenage

Calcule de (g_f)et (g_a)

Dans notre cas on a un engrenage extérieur donc ;

- CD : ligne d'action
- AB : longueur d'action
- $g_f = AP$
- $g_a = PB$

On peut tirer depuis la figure 4.1 que :

$$g_f = AP = DA - DP \; ; \; DA = \sqrt{{r_{av_1}}^2 - {r_{bv}}^2} \; ; DP = r_{v_1} \sin \alpha$$

$$g_f = AP = \sqrt{{r_{av_1}}^2 - {r_{bv_1}}^2} - r_{v_1} \sin \alpha$$

$$g_a = PB = CB - CP \ ; \ CB = \sqrt{{r_{av_2}}^2 - {r_{bv_2}}^2} \ ; CP = r_{v_2} \sin\alpha$$

$$g_a = PB = \sqrt{{r_{av_2}}^2 - {r_{vb_2}}^2} - r_{v_2} \sin\alpha$$

On a

$$r_{av_1} = 235.05\ mm \ ; r_{av_2} = 35.01\ mm$$

$$r_{bv_1} = 218.05\ mm \ ; r_{bv_2} = 30.075\ mm$$

$$r_{v_1} = 232.05\ mm \quad ; r_{v_2} = 32.01\ mm$$

$$g_f = \sqrt{{r_{av_1}}^2 - {r_{bv_1}}^2} - r_{v_1}\, sin\,\alpha = 8.4mm$$

$$g_a = \sqrt{{r_{av_2}}^2 - {r_{vb_2}}^2} - r_{v_2} \sin\alpha = 6.97mm$$

$$\eta = 1 - f\left(\frac{1}{r_{v1}} \pm \frac{1}{r_{v2}}\right)\frac{{g_f}^2 + {g_a}^2}{2\left(g_a + g_f\right)\cos\alpha}$$

$$\eta_{eng\ con} = 99.26\%$$

Rendement dans les paliers

Puissance dissipée par frottement dans les paliers

La puissance dissipée par frottement et en fonction de l'effort du frottement f et de la vitesse v.

$$P_f = \ F.v = f.R.v$$

Avec

f : Coefficient de frottement. $0.001 < f < 0.005$; $f = 0.002$

R : Charge radiale dans les paliers.

v : Vitesse de rotation de l'arbre.

Puissance sur les paliers A et B :

$$\mathrm{R_A} = \sqrt{((R_{AX})^2 + (R_{AY})^2 + (R_{AZ})^2)}$$

$$\mathrm{R_A} = \sqrt{((2213.94)^2 + (-1047.68)^2 + (1454.585)^2)}$$

$\mathrm{R_A} = 2848.68kg$

$\mathrm{R_B} = \sqrt{((R_{BX})^2 + (R_{BY})^2 + (R_{BZ})^2)}$

$\mathrm{R_B} = \sqrt{((6315.43)^2 + (2158.79)^2 + (1454.585)^2)}$

$\mathrm{R_B} = 6830.87\mathrm{kg}$

$v = \frac{\pi \times n}{30} \times \frac{d}{2}$

Avec $d = 30 \times 10^{-3} m$ et $n = 540\ tour/min$

$P_f = F.v = f.R.v$

$P_{fA} = 0{,}002 \times 2848.68 \times \frac{\pi \times 540}{30} \times \frac{30 \times 10^{-3}}{2}$

$P_{fA} = 4.83\ W = 4.83 \times 10^{-3}\ KW$

$P_{fB} = 11.76\ W = 11.58 \times 10^{-3}\ KW$

Rendement dans les paliers

$\eta_A = 1 - (P_{fb}/P_t)$

$\eta_B = 1 - (P_{fB}/P_t)$

$P_t = 34.3KW$

$\eta_A = 99.985\%; \eta_B = 99.96\ \%$

Puissance sur le palier D

$\mathrm{R_D} = \sqrt{((R_{DX})^2 + (R_{DY})^2 + (R_{DZ})^2)}$

$\mathrm{R_D} = \sqrt{((4264.69)^2 + (1454.58)^2 + (541.82)^2)}$

$\mathrm{R_D} = 4538.38kg$

Avec $d = 25 \times 10^{-3}\ m$ et $n = 1450\ tour/min$

$P_{fD} = 0{,}002 \times 4538.38 \times \frac{\pi \times 1450}{30} \times \frac{25 \times 10^{-3}}{2}$

$P_{fD} = 17.23 \times 10^{-3}\ KW$

$\eta_D = 1 - (P_{fD}/P_t')$

$P_t' = P_t \times \eta_{eng\,con} \times \eta_A \times \eta_B$

$P_t' = 34.3 \times 0.9926 \times 0.99985 \times 0.9996$

$P_t' = 34.02\ KW$

$\eta_D = 1 - (P_{fD}/P_t')$

$\eta_D = 99.949\%$

$\eta_E = 99.949\%$

Calcul du rendement global de la commande

$$\eta_g = \eta_{acc} \times \eta_{eng\,con} \times \eta_A \times \eta_B \times \eta_E \times \eta_D$$

Il y a deux roulements similaires D et E sur le point C

η_g : Le rendement global de la commande.

η_{acc} : Le rendement d'accouplement.$\eta_{acc} = 0.98$

$\eta_g = 0.98 \times 0.9926 \times 0.9998 \times 0.9996 \times 0.99949^2$

$\eta_g = 97.11\%$

4.4 Conclusion

Les calcules que on a fais montrer que notre engrenages a un rendement de 97%, donc notre multiplicateur de vitesse à un bon rendement.

Conclusion générale

Conclusion générale

Notre but consistait à élaborer l'étude d'une commande à renvoi d'angle avec ce qui est disponible au niveau de l'ENPMH est atteint.

Grace à laquelle, l'ENPMH peut garantir au fellah la poursuite de l'irrigation même en absence d'électricité, en utilisant un tracteur agricole au lieu d'un moteur.

Bien que nous ayons apporté à ce mémoire tous nos soins, nous sommes conscients que toute œuvre est perfectible

En attendant, nous espérons que notre projet sera réalisée pour démontré pleinement la collaboration entre les universités et les entreprises.

Références Bibliographiques

[1] M. Szwarcman, « Eléments de machines », édition Lavoisier 1983

[2] Catalogue ENPMH

[3] Catalogue Cirta

[4] FANCHON, Jean-Louis. Guide des sciences et technologies industrielles. Nathan, 2013.

[5] Encyclopédie des sciences industrielles

LIBRAIRIE ARISTIDE QUILLET

11 boulevard de Sébastopol, Paris 1

[6] M.Bachen. Cours de résistance des matériaux avancés.

[7] DIETRICH, Robert, TROTIGNON, Jean-Pierre, POMPIDOU, M., et al. Précis de construction mécanique: Méthodes, fabrication et normalisation. Nathan, 1979.

[8] Francis.Esnault, « Construction mécanique, Transmission de puissance », Tome 1, Principes et écoconception, Dunod, 2009.

[9] Francis ESNAULT, Construction mécanique, Transmission de puissance, Tome 2, Applications, DUNOD, 2001.

[10] HENRIOT, Georges. Engrenages. *Conception, Fabrication, Mise en Oeuvre*, 1999.

[11] Cours de construction mécanique. T2 transmission de puissance. J.Lentz.

[12] La mécanique par les problèmes .T4, A. Camba, R.Chappert, R.picaud.

[13] CHEVALIER, André. Guide du dessinateur industriel. Hachette, 2005. Edition

[14] A.Nechad, S.Terkman. Etude d'une commande à renvoi d'angle, université de Blida, 1994

Annexe

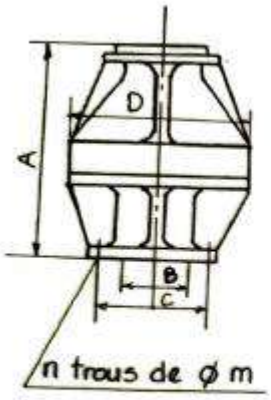
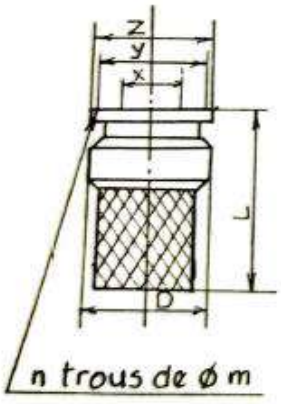


Tableau I.2

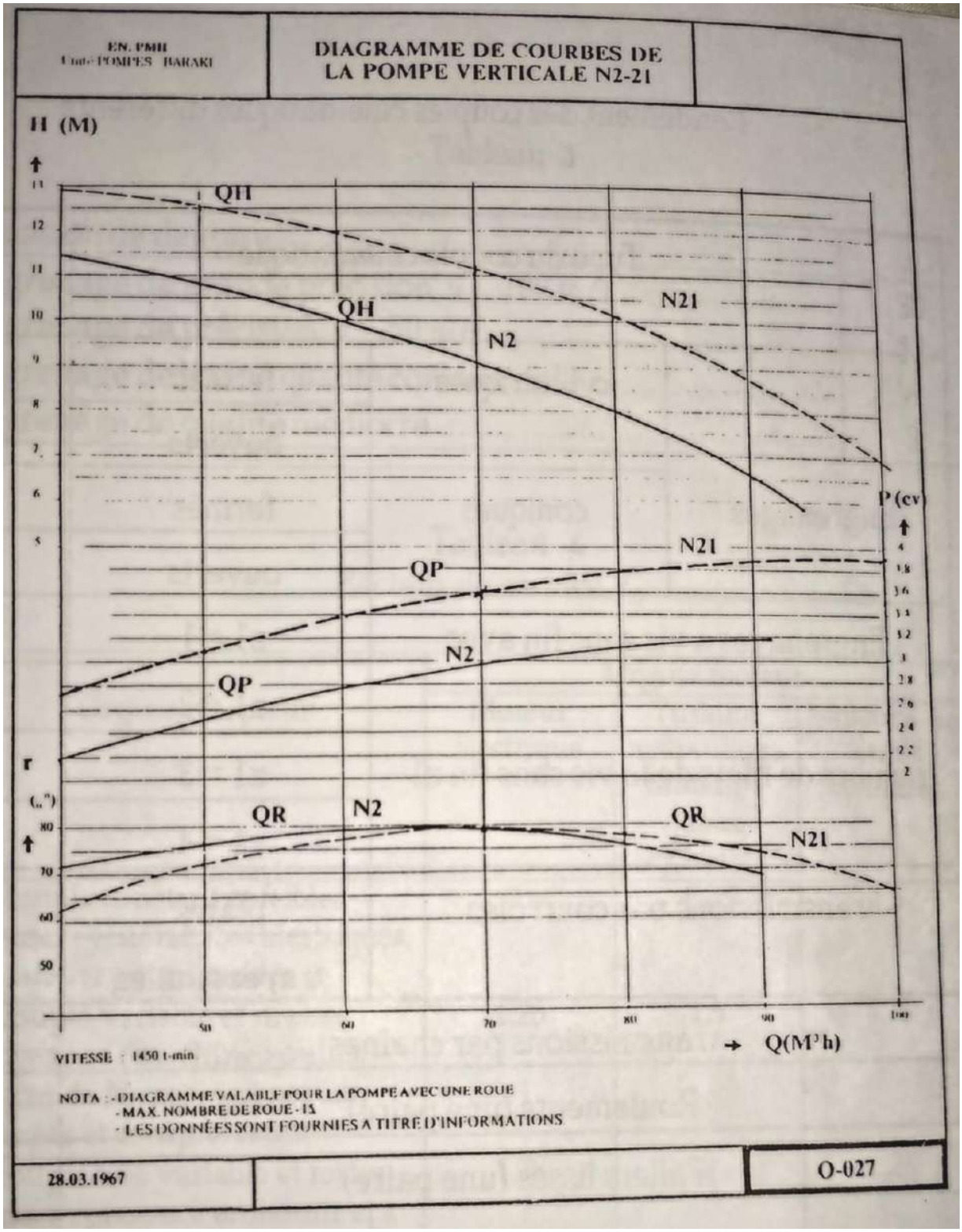
	A corps A1 turbine	supplément par turb	Nombre max de turbine	B	C	D	n	m	Typ de tube de colonne corresp
E0	183	60	9	70	95	145	4	11,5	76-92
E1	300	95	12	74	145	225	4	14	90-105 108-120
E2	440	115	15	110	165	270	5	16	108-120 114-130 133-152
E3	510	150	10	140	200	330	5	16	178-200
N1-11	350	110	15	78	145	270	4	14	108-120 114-130
N2-21	460	140	12	110	165	330	5	16	133-152 152-170
N3-31	540	170	10	140	240	450	6	18	178-200
527	350	175	10	150	220	270	5	16	133-152 152-170

Annexe 1

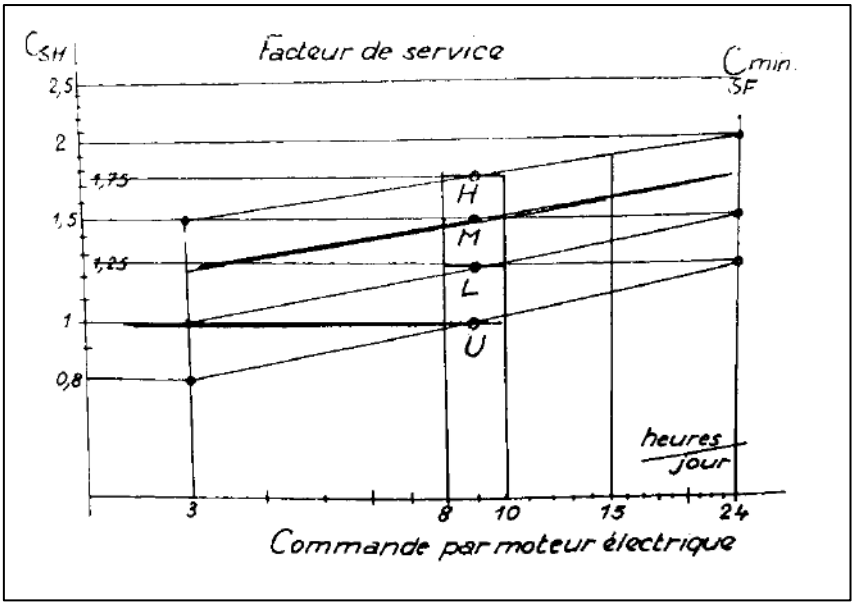


	70	80	90	100	125	150
X	95	105	115	128	148	180
y	145	145	170	175	205	240
z	180	180	200	200	250	290
n	4	4	5	5	6	6
m	14	14	16	16	18	18
L	300	300	300	300	300	300
D	160	170	180	220	260	290

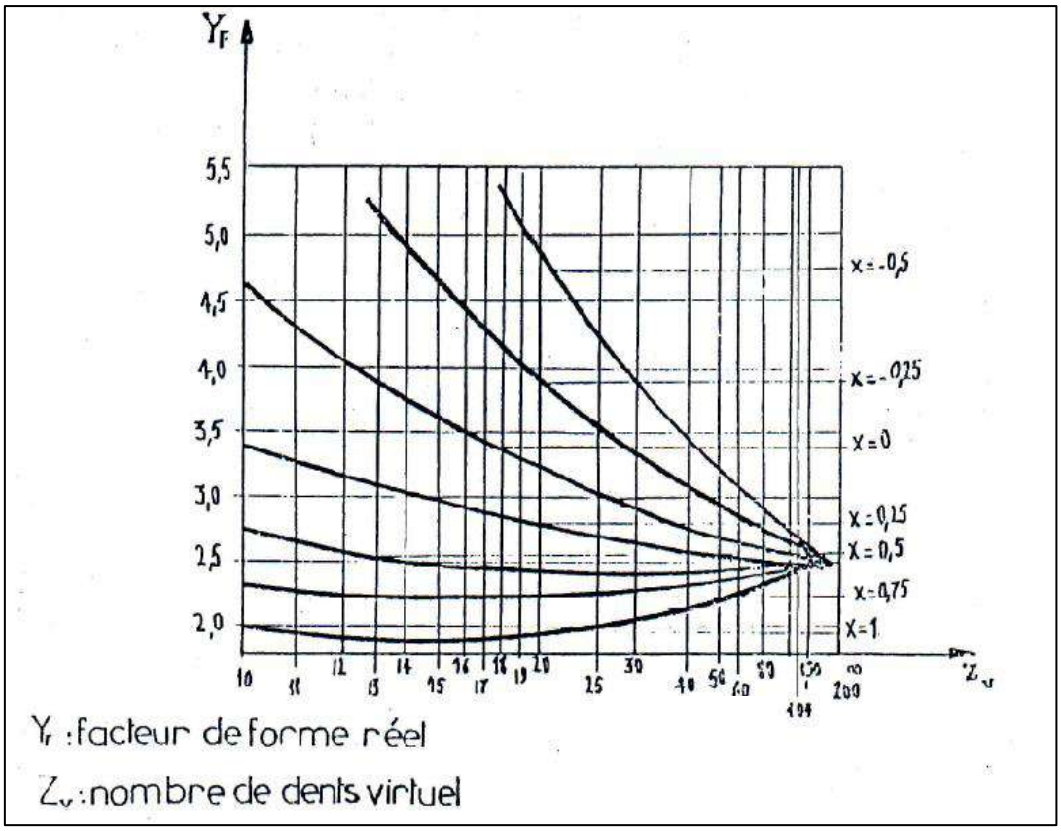
Annexe 2


EN. PMH
DIAGRAMME DE COURBES DE LA POMPE VERTICALE N2-21
H (M)
QH
QH
N21
N2
P (cv)
N21
QP
N2
QP
QR
N2
QR
N21
Q(M³ h)
VITESSE : 1450 t-min
NOTA : - DIAGRAMME VALABLE POUR LA POMPE AVEC UNE ROUE
- MAX. NOMBRE DE ROUE - 15
- LES DONNÉES SONT FOURNIES A TITRE D'INFORMATIONS
28.03.1967
O-027

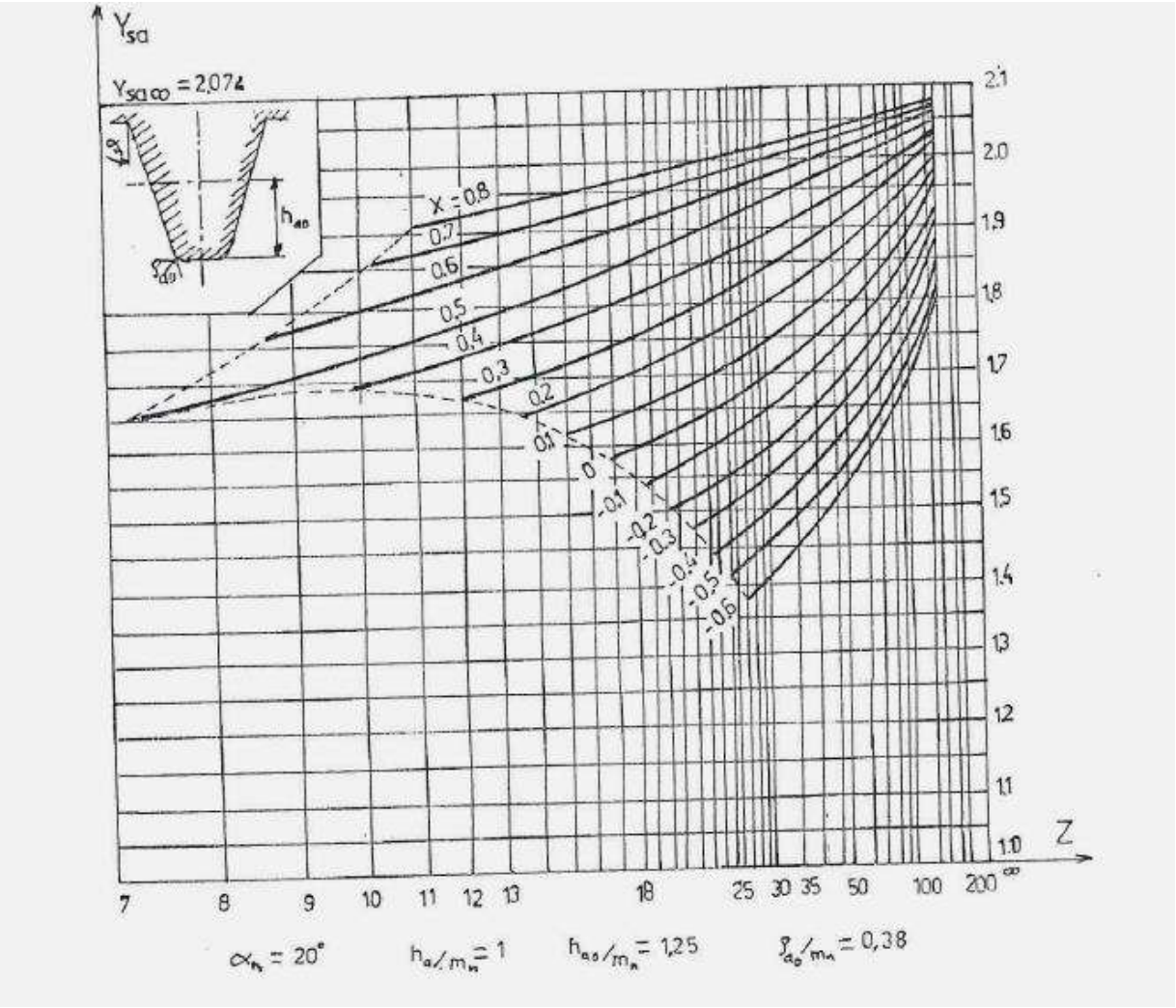
Annexe 3



Annexe 4



Annexe 5


Ysa
Ysa∞ = 2,07
X = 0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
-0,1
-0,2
-0,3
-0,4
-0,5
-0,6
2,1
2,0
1,9
1,8
1,7
1,6
1,5
1,4
1,3
1,2
1,1
1,0
Z
7
8
9
10
11
12
13
18
25
30
35
50
100
200
∞
αn = 20°
ha/mn = 1
hao/mn = 1,25
ρa/mn = 0,38

Annexe 6

Cannelures à flancs parallèles : principales dimensions normalisées (NF E 22-131)

série légère								série forte											
d	*D*	*N*	*B*	*d*	*D*	*N*	*B*	*d*	*D*	*N*	*B*	*d*	*D*	*N*	*B*	*d*	*D*	*N*	*B*
23	26	6	6	56	62	8	10	11	14	6	3	28	34	6	7	62	72	8	12
26	30	6	6	62	68	8	12	13	16	6	3,5	32	38	8	6	72	82	10	12
28	32	6	7	72	78	10	12	16	20	6	4	36	42	8	7	82	92	10	12
32	36	8	6	82	88	10	12	18	22	6	5	42	48	8	8	92	102	10	14
36	40	8	7	92	98	10	14	21	25	6	5	46	54	8	9	102	112	10	16
42	46	8	8	102	108	10	16	23	28	6	6	52	60	8	10	112	125	10	18
46	50	8	9	112	120	10	18	26	32	6	6	56	65	8	10				
52	58	8	10																

tolérances de l'arbre		*d*	*D*	*B*
	glissant	f7	a11	d10
	fixe	h7	a11	h10

tolérances du moyeu		*d*	*D*	*B*
	non traité	H7	H10	H9
	traité	H7	H10	H11

Annexe 7

Charge dynamique équivalente

pour $(F_a / F_r) \leq e$ $\quad P = F_r$

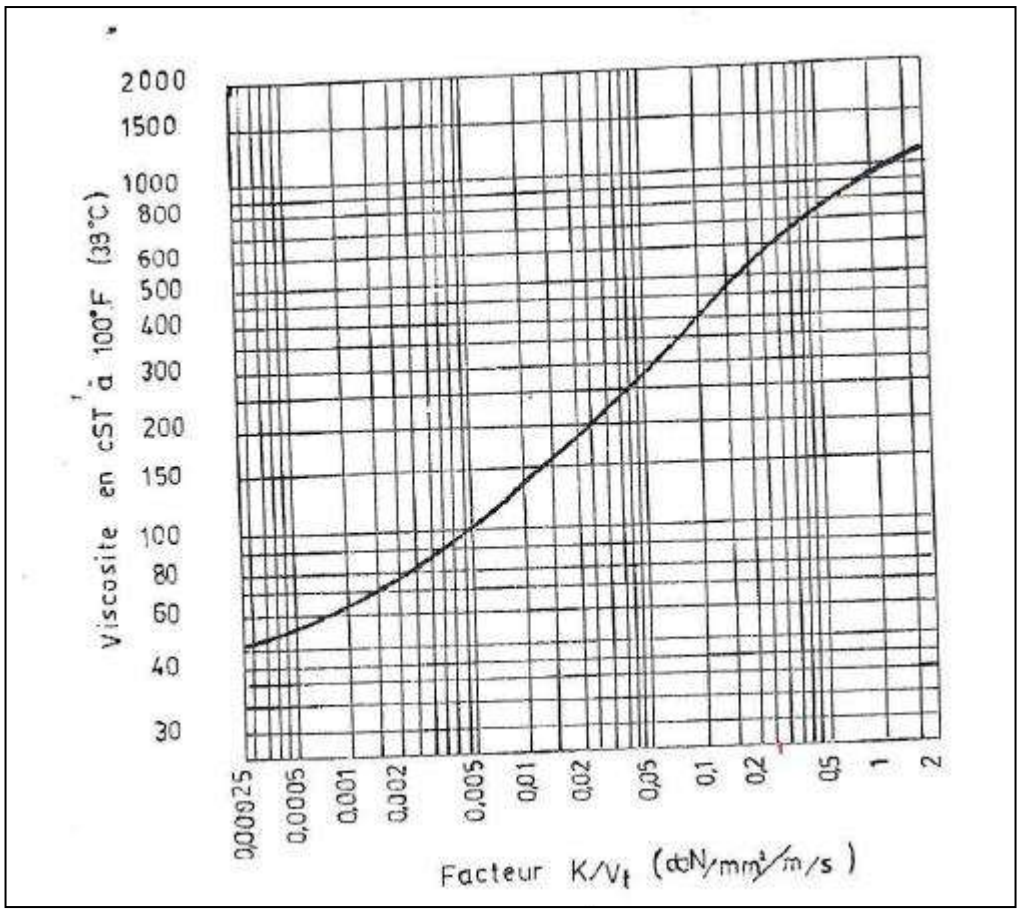
pour $(F_a / F_r) > e$ $\quad P = 0{,}4.F_r + Y.F_a$



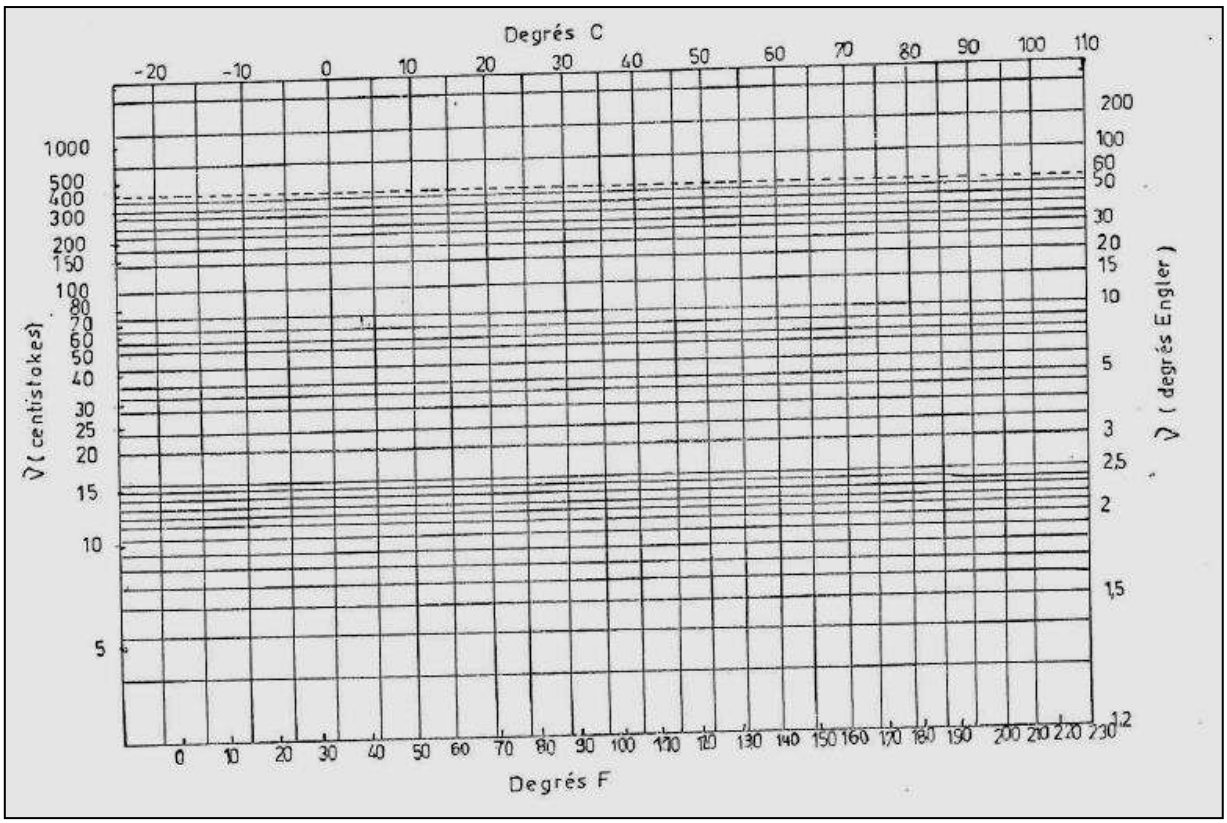
Roulements à rouleaux coniques

dimensions principales					vitesse limite tr/min graisse	série de base N°	coefficients pour les calculs			charges de base	
d mm	D mm	T mm	a mm	r mm			e	Y	Y_0	C daN	C_0 daN
15	42	14,25	9	1	10 000	03	0,28	2,1	1,1	2 200	1 450
17	40	13,25	17	1	10 000	02	0,35	1,7	0,9	1 800	2 000
	47	15,25	10.5	1	9 000	03	0,28	2,1	1,1	2 950	2 650
20	47	15,25	11	1	8 500	02	0,35	1,7	0,9	3 100	3 200
	52	16,25	11	1,5	8 000	03	0,30	2,0	1,1	2 550	3 300
	52	22,25	14	1,5	8 000	23	0,30	2,0	1,1	4 180	4 830
25	47	15,0	12	1	8 000	20	0,43	1,4	0,8	2 850	3 500
	52	16,25	12,5	1,5	7 500	02	0,37	1,6	0,9	3 600	3 950
	62	18,25	12,5	1,5	6 700	03	0,31	2,0	1,0	4 600	4 300
	62	25,25	16	1,5	6 000	23	0,30	2,0	1,1	6 030	7 230
30	62	17,25	14	1,5	6 300	02	0,37	1,6	0,9	4 600	4 900
	62	21,25	15	1,5	6 300	22	0,37	1,6	0,9	5 000	6 200
	72	20,75	16	1,5	5 600	03	0,31	1,9	1,1	5 500	6 100
	72	28,75	18	1,5	5 000	23	0,31	1,9	1,1	7 300	9 000

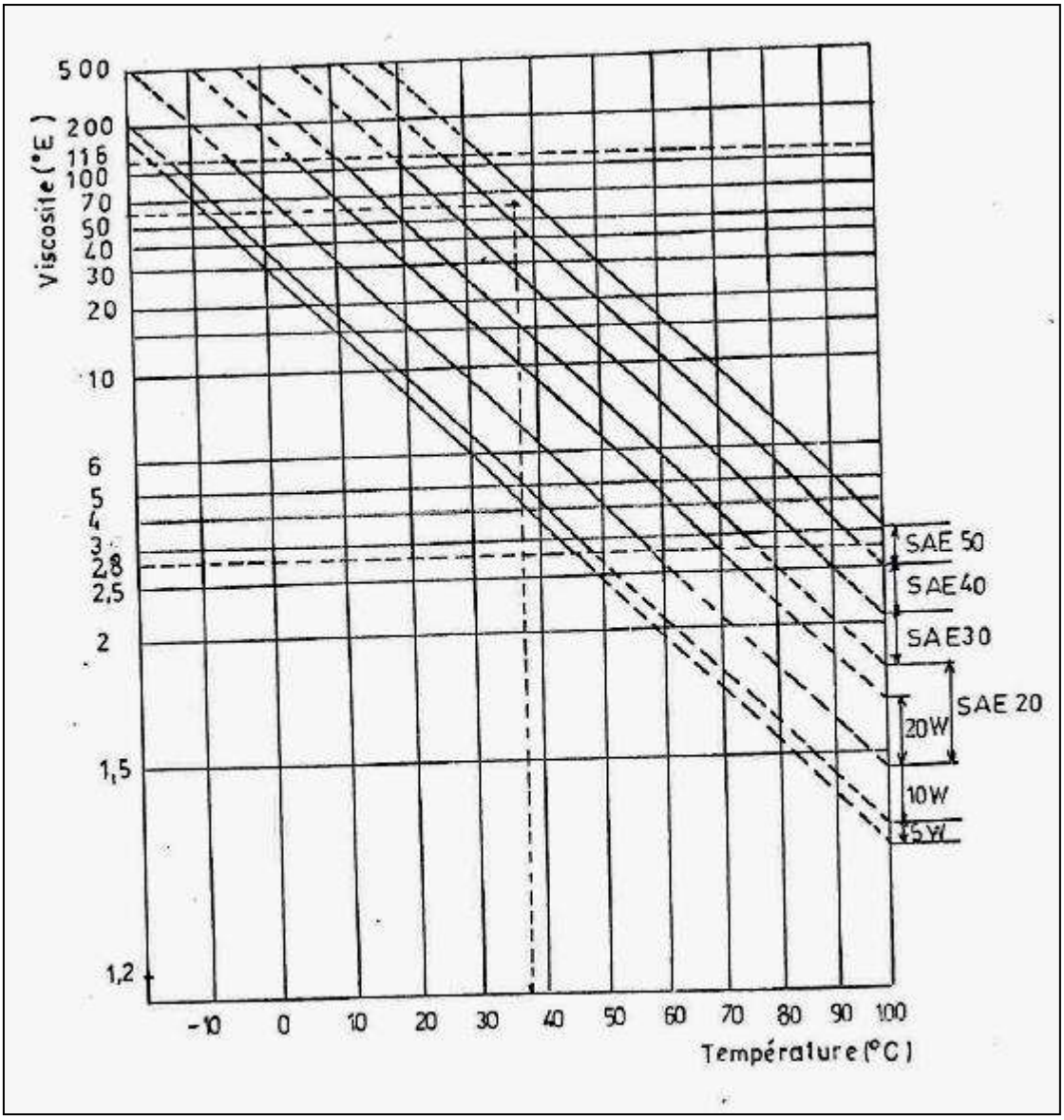
Annexe 8


Viscosite en cST à 100°F (38°C)
2000
1500
1000
800
600
500
400
300
200
150
100
80
60
40
30
0,00025
0,0005
0,001
0,002
0,005
0,01
0,02
0,05
0,1
0,2
0,5
1
2
Facteur K/Vt (daN/mm²/m/s)

Annexe 9


Degrés C
-20 -10 0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110
1000 500 400 300 200 150 100 80 70 60 50 40 30 25 20 15 10 5
ν (centistokes)
200 100 60 50 30 20 15 10 5 3 2,5 2 1,5 1,2
ν (degrés Engler)
0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170 180 190 200 210 220 230
Degrés F

Annexe 10

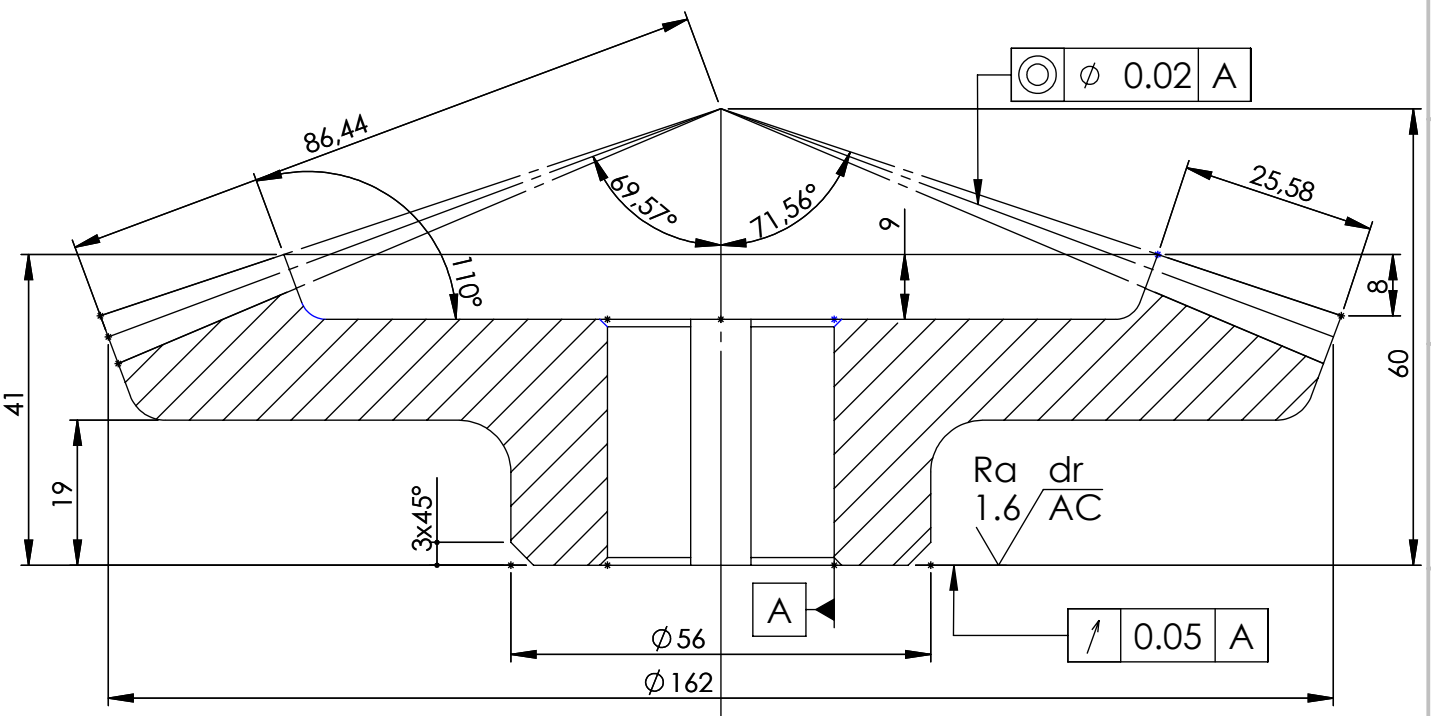

Viscosité (°E)
500
200
116
100
70
50
40
30
20
10
6
5
4
3
2,8
2,5
2
1,5
1,2
-10
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100
Température (°C)
SAE 50
SAE40
SAE30
SAE 20
20W
10W
5W

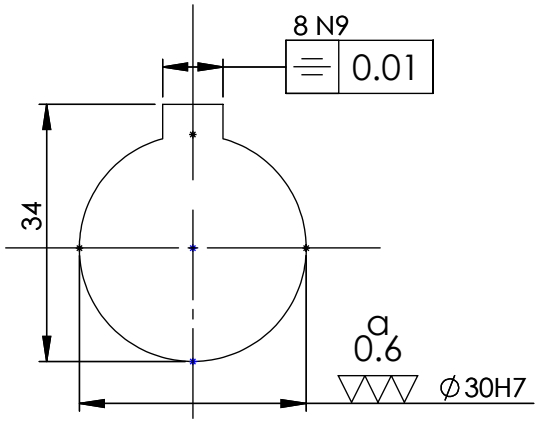
Annexe 11

Cémentation: 950°, Profondeur: 0.3mm
Trempe et revenu : 60 HRC ±2
ISO 2768 mk

30H7 = +21
0

8N9 = 0
-36





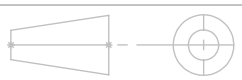
Symboles	Valeur	Symboles	Valeur
Z	54	θ_f	2.48°
S	4.71mm	Θ	4.48°
m	3mm	L	86.43mm
m_m	2.625mm	b	25.58mm
P	9.42mm	h_a	3mm
D	162mm	h_f	3.75mm
δ	69.57°	h	6.75mm
δ_a	71.57°	d_a	164.09mm
δ_f	67.09°	d_f	159.38mm
θ_a	2°	d_m	138.01mm

Université de Médéa. Dr Yahia FARES

Roue Conique
Denture Droite

Echel : 1:1

16MNCR5



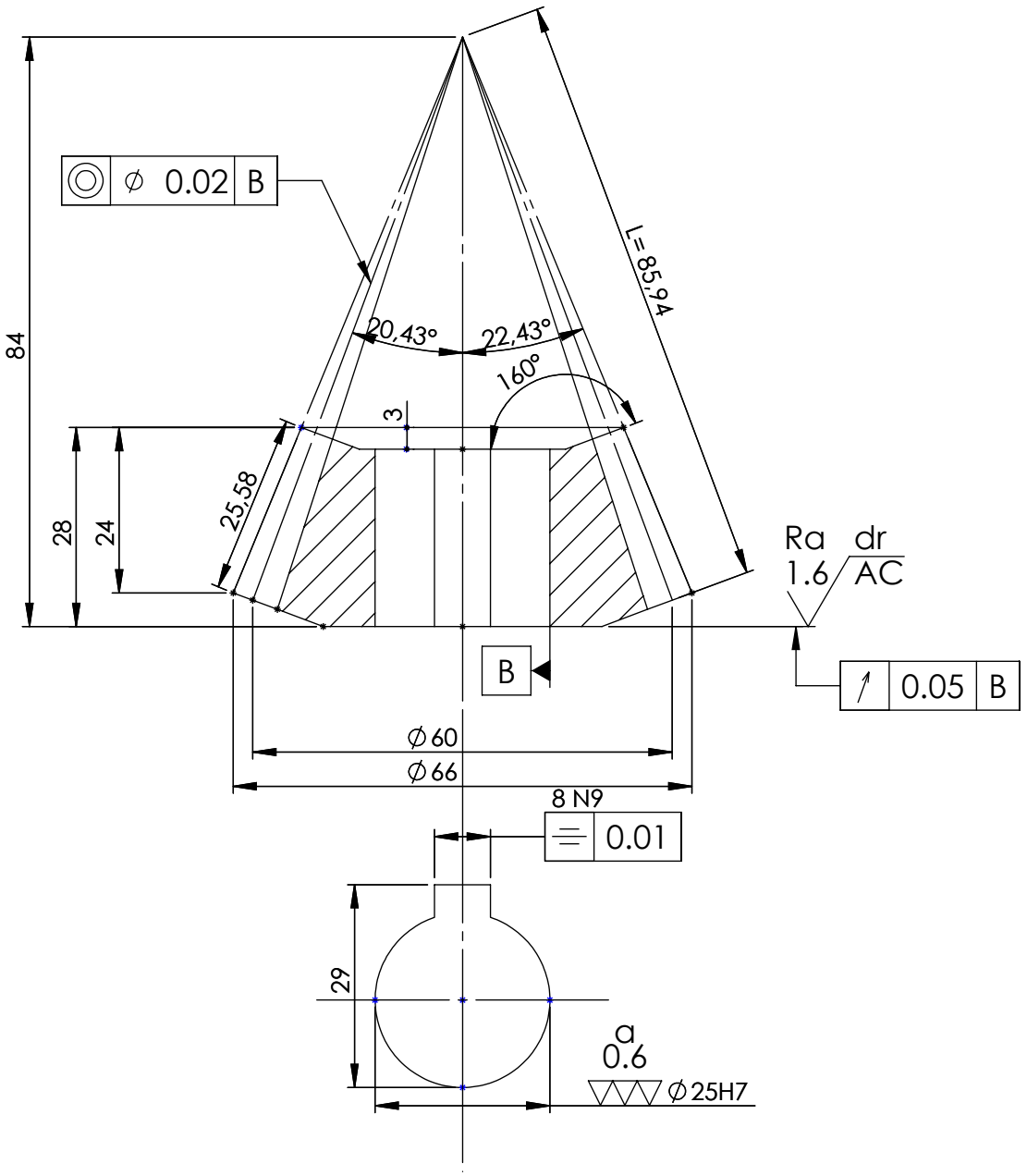
AIT Zakaria - BENAMMAR Aymen

Format A4

Cémentation: 950°, Profondeur: 0.3mm
Trempe et revenu : 60 HRC ±2
ISO 2768 mk

25H7 = +21
0

8N9 = 0
-36



Symboles	Valeur	Symboles	Valeur
Z	20	θ_f	2.48°
S	4.71mm	θ	4.48°
m	3mm	L	86.43mm
m_m	2.625mm	b	25.58mm
P	9.42mm	h_a	3mm
D	60mm	h_f	3.75mm
δ	20.43°	h	6.75mm
δ_a	22.43°	d_a	65.622mm
δ_f	17.95°	d_f	52.97mm
θ_a	2°	d_m	51.4mm

Université de Médéa. Dr Yahia FARES

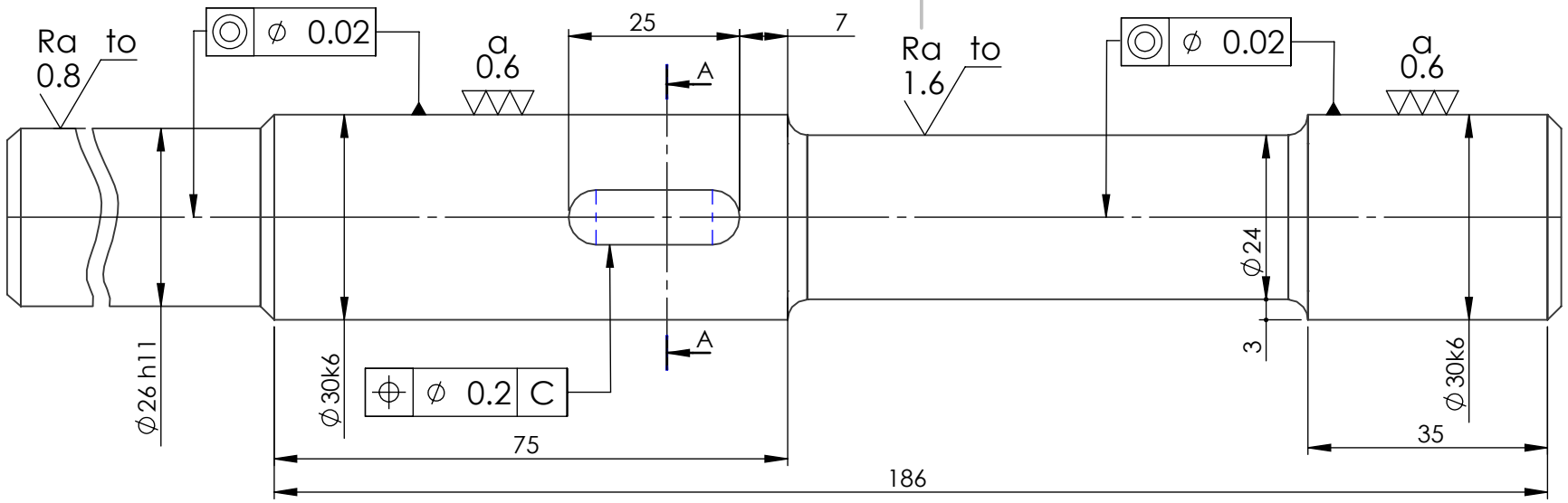
Pignon Conique Denture Droite

Echel : 1:1

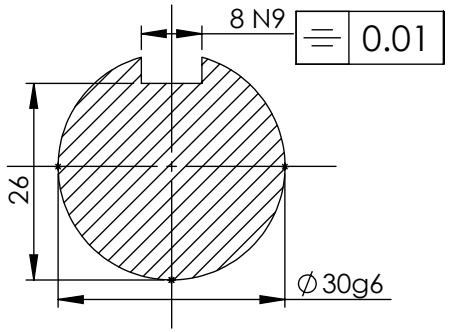
16MNCR5

Ait Zakaria - BENAMMAR Aymen

Format A4



Coupe A-A



30g6=-7
-20

30k6=+15
+2

30g6=-7
-20

26h11=0
-130

8N9=0
-36

Cémentation: 950°, Profondeur: 0.3mm
Trempe et revenu : 60 HRC ±2
ISO 2768 mk

Université de Médéa. Dr Yahia FARES

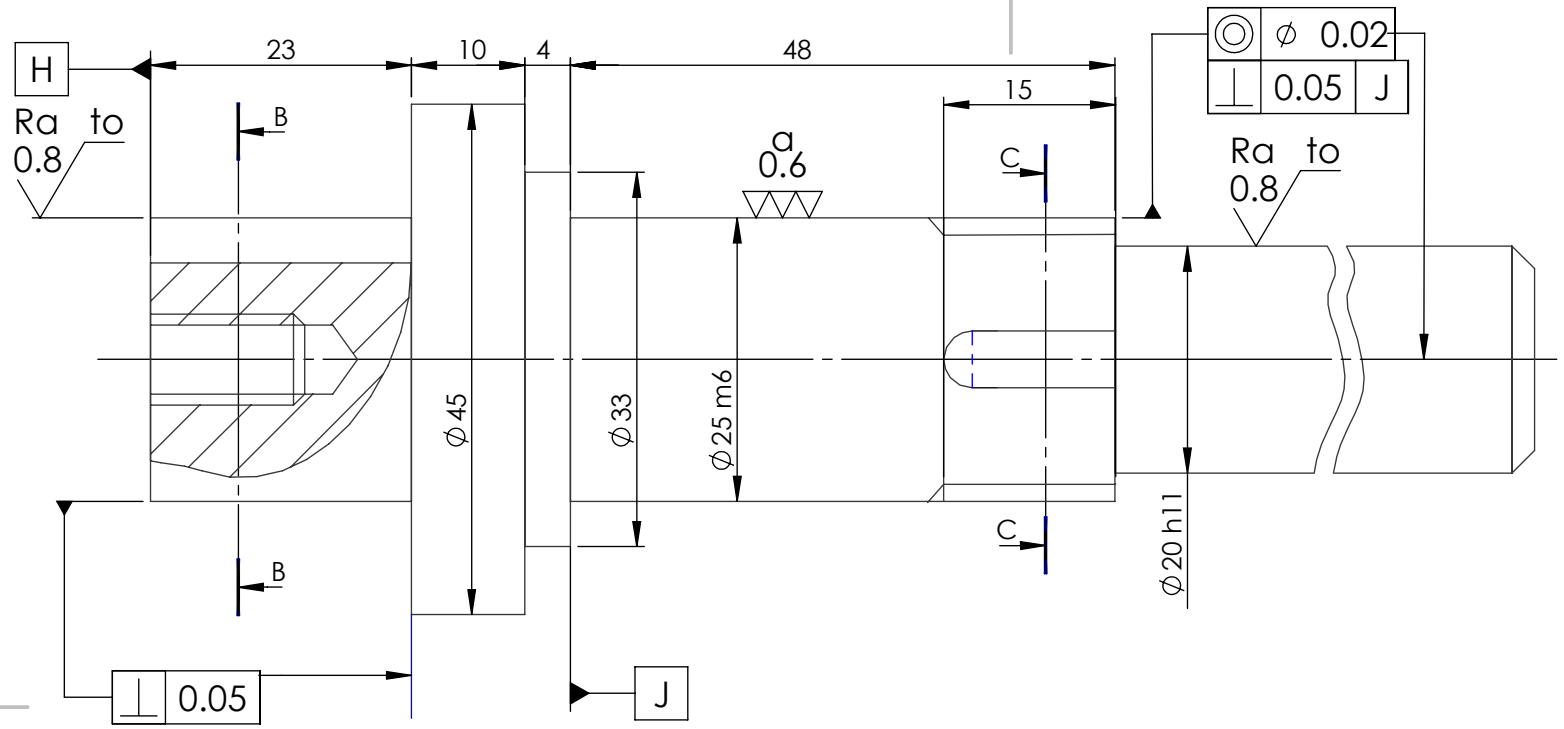
Echel : 1:1

Format A4

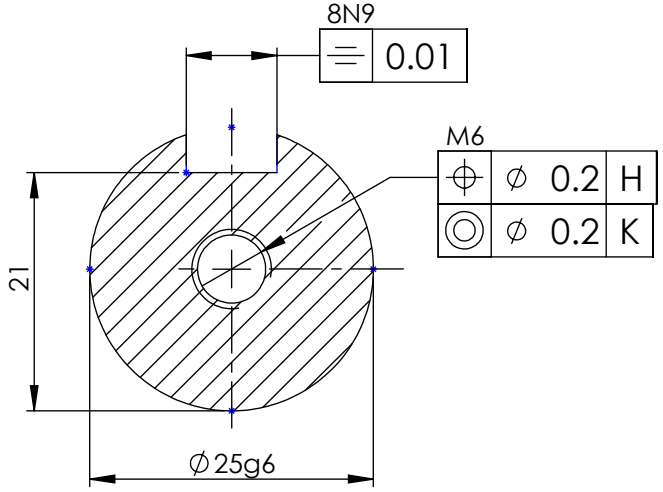
35NCD6

Arbre de la Roue

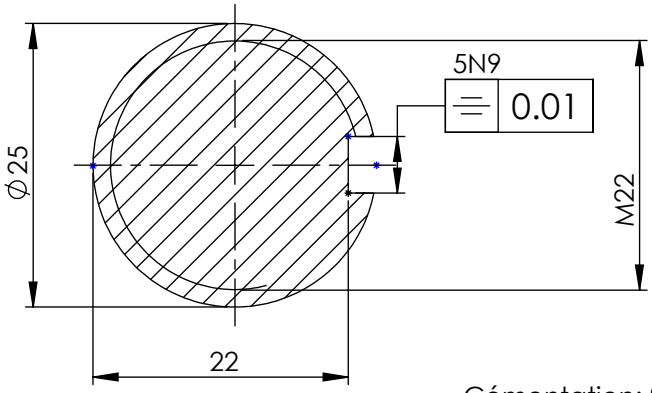
Ait Zakaria - BENAMMAR Aymen



Coupe B-B



Coupe C-C



25g6=-7
-20

25k6=+15
+2

20h11=0
-130

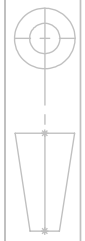
8N9=0
-36

5N9=0
-30

Cémentation: 950°, Profondeur: 0.3mm
Trempe et revenu : 60 HRC ±2
ISO 2768 mk

Université de Médéa. Dr Yahia FARES

Echel : 6:4

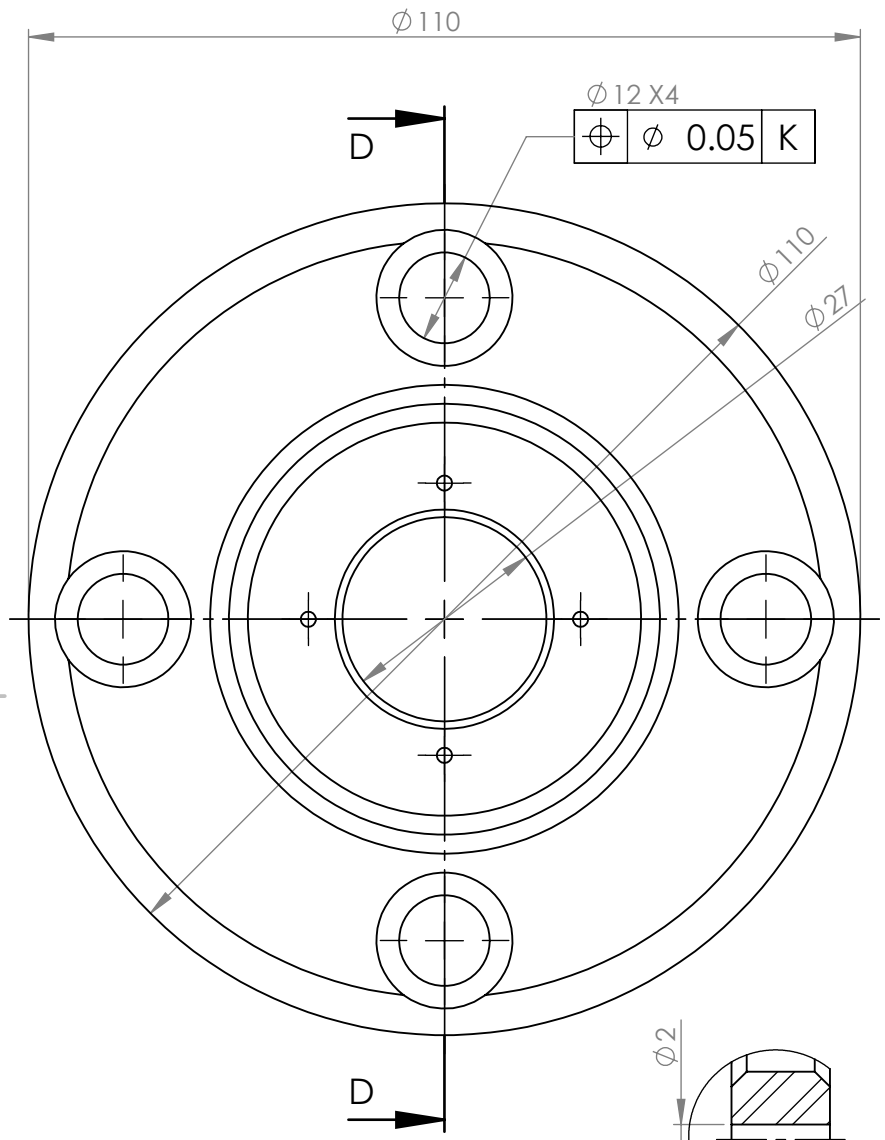


Format A4

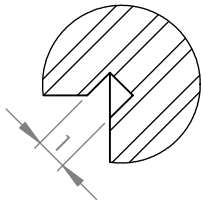
35NCD6

Arbre du Pignon

Ait Zakaria - BENAMMAR Aymen

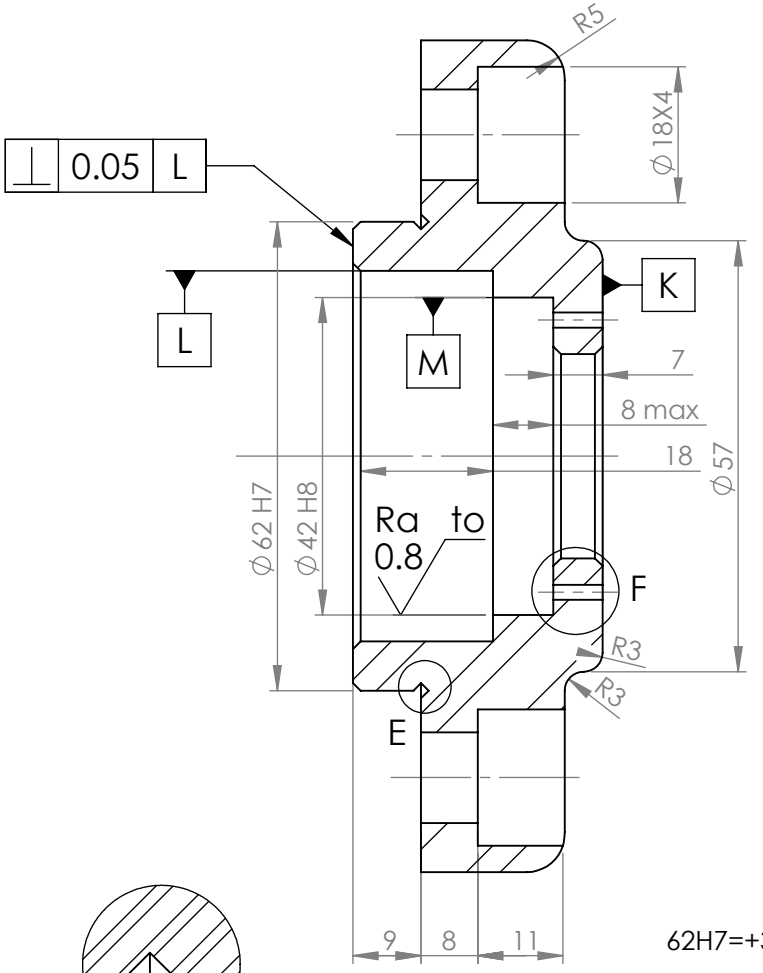


DÉTAIL F
ECHELLE 2 : 1



DÉTAIL E
ECHELLE 3 : 1

COUPE D-D



62H7=+30
0

42H8=+39
0

Ø 002 L M

Université de Médéa. Dr Yahia FARES

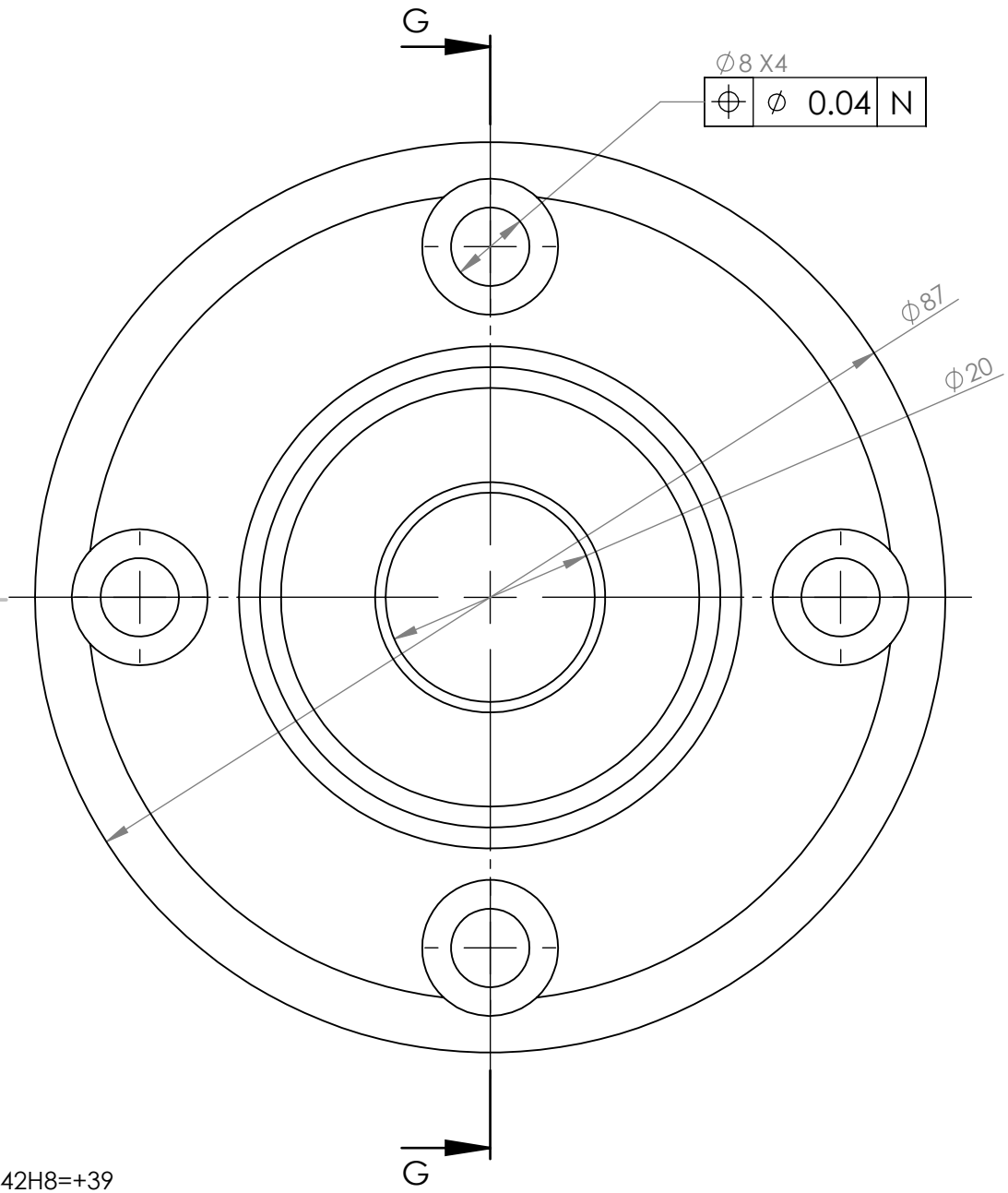
Echel : 1:1

Format A4

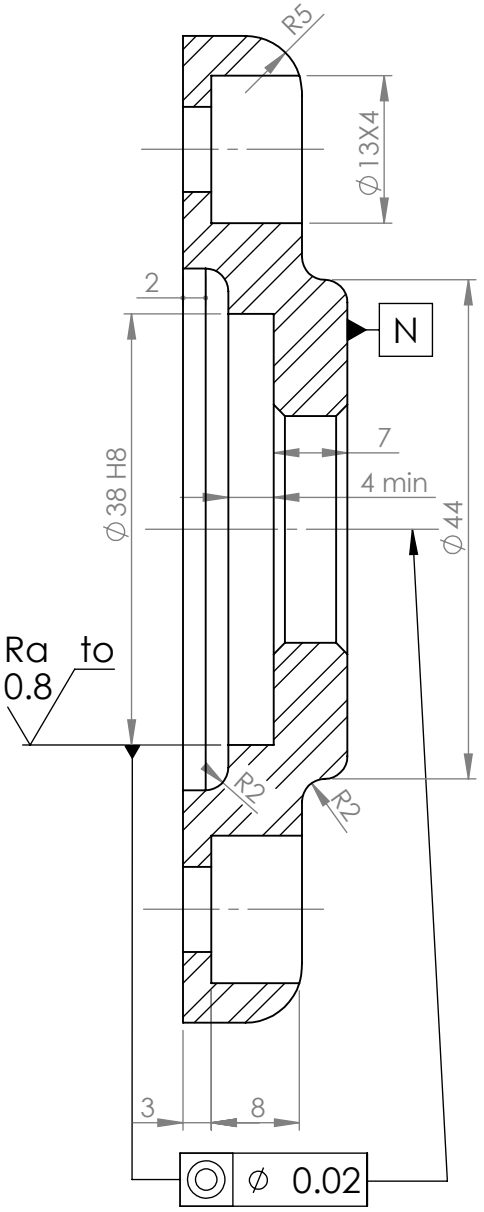
A-S9U3

Couvercle N°7

Ait Zakaria - BENAMMAR Aymen



COUPE G-G



Université de Médéa. Dr Yahia FARES

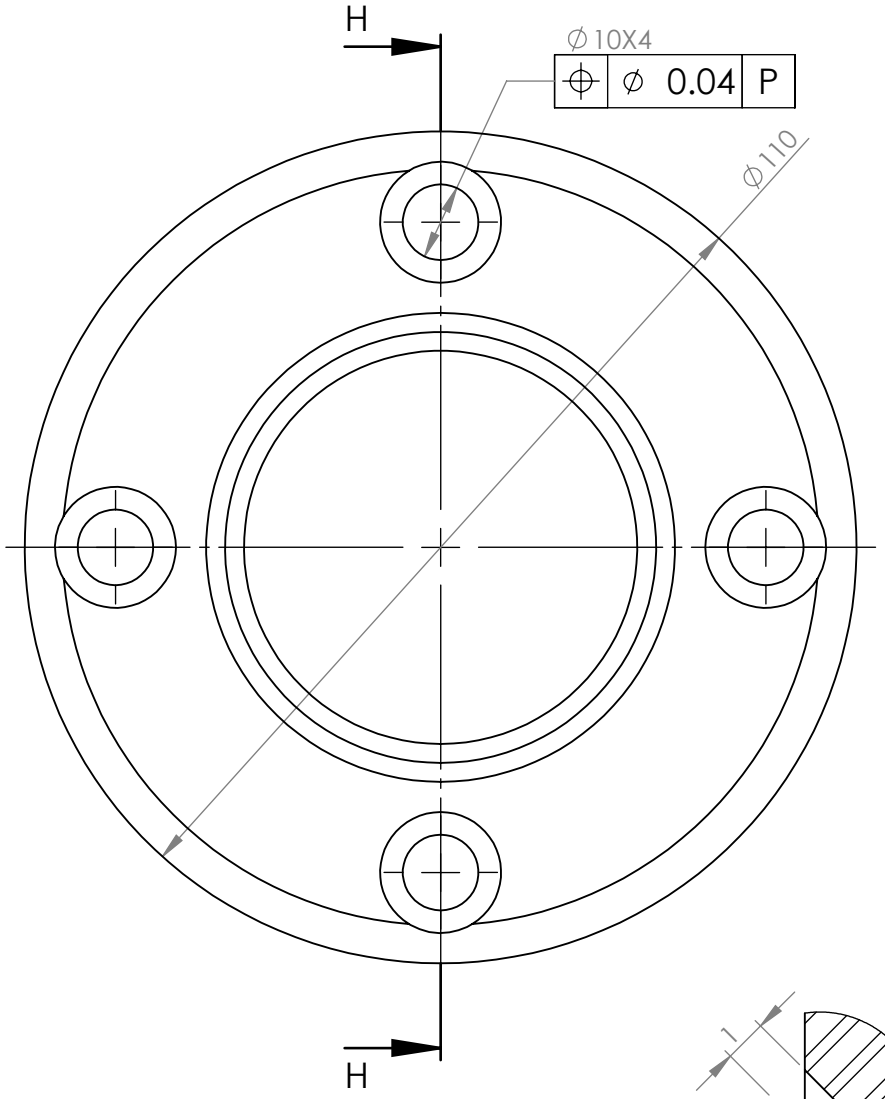
Echel : 3:2

Format A4

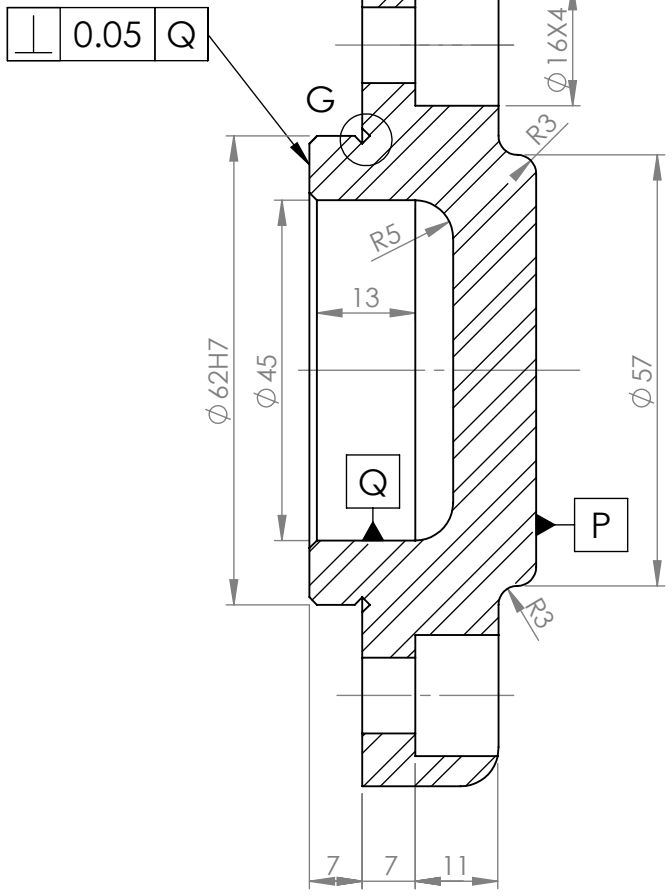
A-S9U3

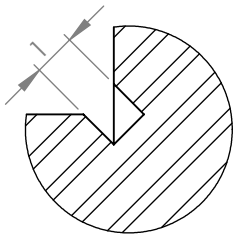
Couvercle N°22

Ait Zakaria - BENAMMAR Aymen



COUPE H-H





DÉTAIL G
ECHELLE 4 : 1

62H7=+30
0

Université de Médéa. Dr Yahia FARES

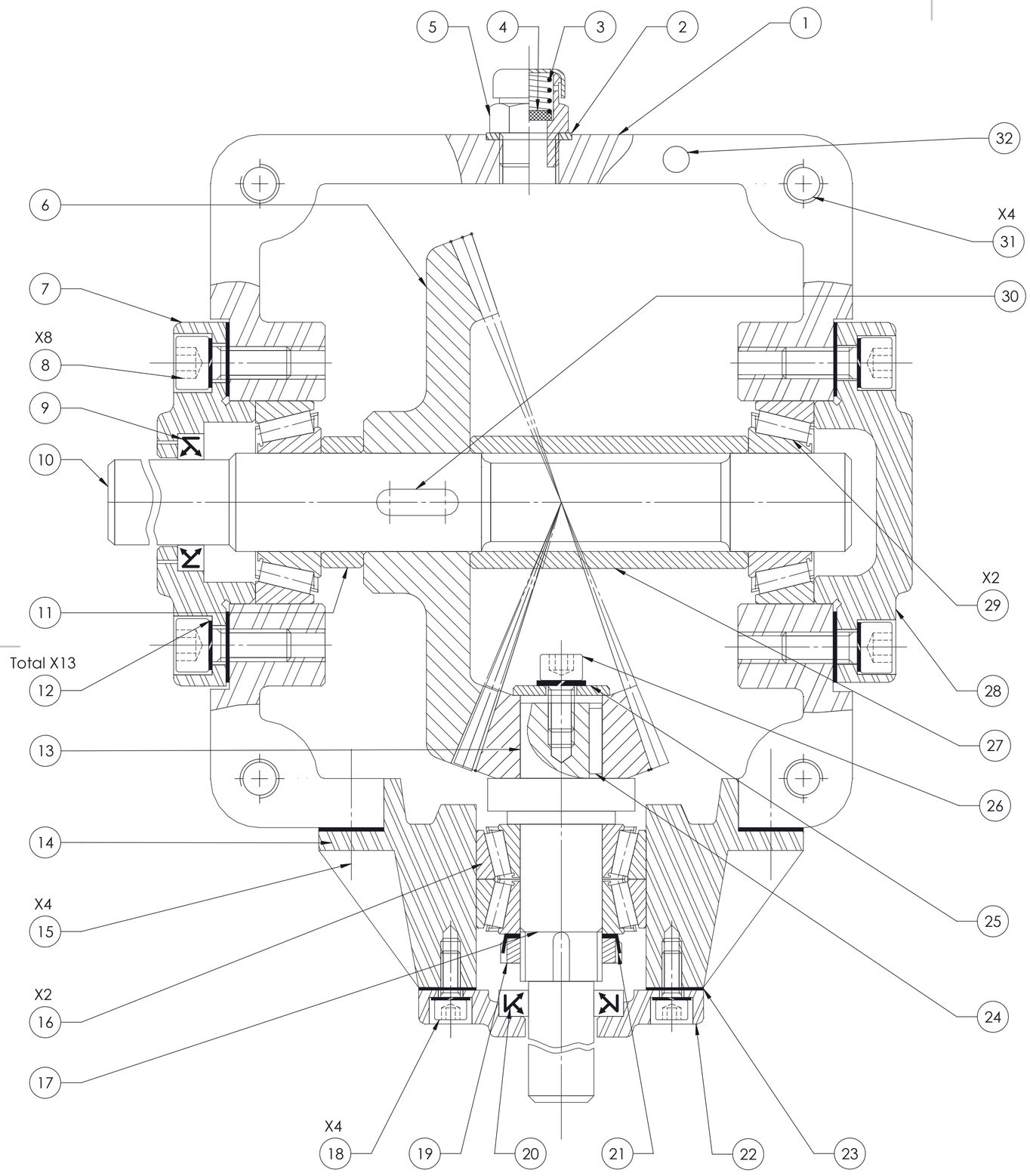
Echel : 1:1

Format A4

A-S9U3

Couvercle N°28

Ait Zakaria - BENAMMAR Aymen



32	02	Goupille non normalisée de guidage		Ø8/40
31	04	Goujon		M10-50/30
30	01	Clavette parallèle ordinaire		Forme A 8X8X25
29	02	Roulement à rouleaux conique		Type KB 30206
28	01	Couvercle	A-S9U3	
27	01	Entretoise		Ø30X85±0.2
26	01	Vis à tête cylindrique six pans creux -CHC		M6x25
25	01	Rondelle d'appui		M10
24	01	Clavette parallèle ordinaire		Forme B 8X8X30
23		Auto joint LOCTITE	Si5940	Silicone Noire
22	01	Couvercle	A-S9U3	
21	01	Rondelle frein pour écrou de serrage	Acier	Ø25 ref : F2-11-05
20	01	Joint à lèvre		Paulstra IEL 20x38x8
19	01	Ecrou de serrage à encoches	Acier	M25x1,5 Ref : F2-10-05
18	04	Vis à tête cylindrique six pans creux -CHC		M5x20
17	01	Arbre du pignon	35NCD6	Cémentation : 950° Profondeur : 0.3mm Trempe et revenu : 60 HRC ±2
16	02	Roulement à rouleaux conique		Type KB 30205
15	04	Vis à tête fraisée, six pans creux FHC		
14	01	Corps conique avec nerve	A-S9U3	Moulage sou pression
13	01	Pignon conique à denture droite	16mncr5	M=3 ; Z=20 ; a=20°
12	13	Rondelle Grower		W10
11	01	Bague de distance		Ø30X13±0.2
10	01	Arbre de la roue	35NCD6	Cémentation : 950° Profondeur : 0.3mm Trempe et revenu : 60HRC ±2
09	01	Joint à lèvre		Paulstra IEL 25x42x8
08	08	Vis à tête cylindrique six pans creux -CHC		M8x25
07	01	Couvercle	A-S9U3	
06	01	Roue conique à denture droite	16mncr5	M=3 ; Z=54 ; a=20°
05	01	Bouchon reniflard	Laiton	3/8 BSP - Pression 0.35 Bar
04	01	Clapé nitrile		
03	01	Ressort cylindrique de compression		
02	01	Rondelle Plate		M22
01	01	Corps en Aluminium, La partie inférieure	A-S9U3	Moulage sou pression
Rép	**NB°**	**Désignation**	**Matières**	**Observations**

Université de Médéa. Dr Yahia FARES

Multiplicateur
à renvoi d'angle

Echel : 1:1

Ait Zakaria - BENAMMAR Aymen | 20/06/2022 | Format A2